

**FACULDADE DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA**

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E INDUSTRIAL  
MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA  
(2º Ciclo)**

**PROJECTO DE UM SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE  
UM VEÍCULO DE COMPETIÇÃO *FORMULA*  
*STUDENT***

**RICARDO JORGE PERNES BIRRENTO**

**LISBOA**

**2008**

**FACULDADE DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA**

**DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E INDUSTRIAL  
MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJECTO DE UM SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE  
UM VEÍCULO DE COMPETIÇÃO *FORMULA*  
*STUDENT***

Ricardo Jorge Pernes Birrento

Dissertação apresentada na Faculdade de  
Ciência e Tecnologia da Universidade  
Nova de Lisboa para obtenção do grau de  
Mestre em Engenharia Mecânica.

**Orientador:** Prof. Dr. Rui Fernando dos Santos Pereira Martins

**2008**

*Aos meus pais, Ana e Joaquim,  
às minhas irmãs Erica e Carina,  
à minha avó Celeste e  
à minha mulher Barbara  
que estiveram sempre do meu lado e sem  
eles este trabalho não teria sido possível*

*Aos colegas João Pinheiro e David Cardoso  
pelo companheirismo e dedicação a este projecto.*

*Aos amigos que não ficaram esquecidos*

*E por fim, ao Professor Rui Fernando Martins,  
por todo o apoio concedido,  
transmitiu força, optimismo,  
sabedoria e dedicação,  
sem o qual não teria sido possível realizar esta tese.*

## Sumário

Esta dissertação tem como finalidade o dimensionamento do sistema de transmissão de um veículo de competição *Formula Student*. A *Formula Student* é uma competição anual a nível mundial que desafia os estudantes a desenhar, construir, desenvolver e a competir, em equipa, com um carro monolugar de competição não podendo ultrapassar um determinado orçamento.

Numa fase inicial deste projecto foi feito um estudo do regulamento da competição *Formula Student*, tendo em vista a identificação das regras que poderiam limitar o sistema de transmissão. Posteriormente, foram analisadas todas as soluções conceptuais existentes para a concepção do sistema de transmissão com vista à selecção dos componentes que mais se lhe adequariam.

Foi feita a escolha do motor e da relação de transmissão, e o dimensionamento da corrente e da correia, escolhendo a melhor solução para o projecto. Foi também feita a escolha entre os diferenciais *Torsen* e *Quaife* que eram as duas melhores escolhas para este projecto.

Na fase seguinte foi desenhado todo o sistema de transmissão, através de um programa de desenho assistido por computador, o *SolidWorks*, analisando as diversas soluções construtivas para a bancada do diferencial, semi-eixos e da manga de eixos traseira.

Estes últimos componentes ainda foram estudados estática e dinamicamente (fadiga) de acordo com as solicitações a que estes elementos serão submetidos durante a competição.



## Summary

The purpose of this dissertation is to develop the transmission system of a vehicle for Formula Student competition. Formula Student is an annual worldwide competition where university students are challenged to design, build, develop and compete, as a team with a single seat racing car without exceeding a determined budget.

In an initial phase of this project it was studied the rules of the Formula Student competition in order to identify the rules that could limit the transmission system. Subsequently, it was analysed all existing solutions for the conceptual design of the transmission system, in order to select the most adequate components.

We started by choosing the engine, the gear ratio and the dimensioning of the chain and belt, choosing the best solution for the project. It also made the choice between the Torsen and *Quaife* differential that were the two best choices for the project.

In the following phase the whole system of transmission was designed, through a program of computer assisted design, SolidWorks, analyzing the various constructive solutions to the differential's bench, axles and rear spindle.

These components were also studied static and dynamic (fatigue) in accordance to the requests that these elements will be submitted during the competition.

## Simbologia e Notações

### Capítulo 1

$P_{\text{your}}$  – Pontuação atribuída à equipa a pontuar

$P_{\text{max}}$  – Pontuação mais elevada atribuída a qualquer equipa.

$P_{\text{min}}$  – Representa o custo ajustado do carro em concurso que apresenta o custo mais baixo

$T_{\text{your}}$  – Melhor tempo da equipa incluindo as penalizações.

$T_{\text{min}}$  – Tempo da prova obtido pelo carro mais rápido.

$T_{\text{max}}$  – É 125% do  $T_{\text{min}}$ ;

$V_{\text{max}}$  – É igual a 5,72 litros e será ajustado para representar 26 litros/100 km se a pista for mais curta ou mais longa;

$V_{\text{min}}$  – É o menor volume de combustível utilizado por qualquer equipa;

$V_{\text{your}}$  – Volume de combustível gasto pela equipa a ser pontuada;

### Capítulo 2

$c$  - Raio da curva

$a$  - Ângulo

$W$  - Velocidade angular

$d$  - Distância entre eixos

$D$  - Diâmetro das rodas

$V_1$  - Velocidade de uma roda 1

$V_2$  - Velocidade da outra roda 2

$E_1$  - Distância da roda 1

$E_2$  - Distância da outra roda 2

$V$  - Velocidade média

### Capítulo 3

$p$  - Passo

$\gamma/2$  - Ângulo de inclinação, ângulo de rotação dos elos quando entram em contacto com a polia motora.

$V_m$  - Velocidade média da corrente

$d$  - Diâmetro do rolo

$D_1; D_2$  - Diâmetros primitivos da polia motora e da polia movida.

$Z_1; Z_2$  - Velocidade de rotação da polia motora e da polia movida.

$n_1; n_2; n$  - Velocidades de rotação da polia motora; Velocidade de rotação da polia movida; velocidade de rotação da polia considerada.

$N$  - Número de dentes

$A$  - Largura entre as placas  
 $B$  - Distância entre centros de rolos (correntes duplas e triplas)  
 $C$  - Distância entre eixos  
 $L_p / L$  - Comprimento teórico da corrente.  
 $\delta$  - Ângulo  
 $\omega$  - Velocidade angular  
 $V_1$  - Velocidade longitudinal  
 $V_2$  - Velocidade transversal da corrente.  
 $K_1$  - Factor do tipo de corrente  
 $K_s$  - Factor de serviço  
 $P_c$  - Potência de cálculo  
 $F_c$  - Força centrífuga [N].  
 $T_u$  - Força útil  
 $F_c$  - Resultante da acção da força centrífuga.  
 $T_{cat} / T'_{cat}$  - Esforços devido ao efeito da catenária.  
 $T''_{cat}$  - Esforço devido à acção de catenária.  
 $T_1$  - Esforços no ramo tenso.  
 $T_2$  - Esforços no ramo bambo.  
 $q$  - Peso por unidade de comprimento [Kgf/m]  
 $f$  - Flecha  
 $L_r$  - Comprimento real da corrente  
 $M_t$  - Momento torsor  
 $P$  - Potência nominal  
 $d$  - Diâmetro da polia motora  
 $D$  - Diâmetro da polia movida  
 $n$  - Velocidade angular da polia motora  
 $N$  - Velocidade angular da polia movida  
 $\theta_1$  - Ângulo de contacto na polia motora  
 $\theta_2$  - Ângulo de contacto na polia movida  
 $v$  - Velocidade linear da correia  
 $\beta$  - Ângulo formado entre os ramos da correia e a linha de eixos.  
 $i$  - Relação de transmissão  
 $L$  - Comprimento primitivo da correia  
 $\theta_1$  - Ângulo de contacto na polia menor  
 $P$  - Potência nominal a transmitir  
 $P_b$  - Potência básica  
 $C_w$  - Factor de largura  
 $C_L$  - Factor de comprimento  
 $C_T$  - Factor de dentes em contacto  
 $Z_c$  - É o número de dentes em contacto.

## Capítulo 4 / Capítulo 5

$P_{motor}$  - Potência do motor  $[W]$

$P_{saída}$  - Potência de saída  $[W]$

$P_{u_{sistema}}$  - Potência útil do sistema  $[W]$

$P_{u_I}$  - Potência útil do ramo I  $[W]$

$P_{u_{II}}$  - Potência útil do ramo II  $[W]$

$P_{u_{III}}$  - Potência útil do ramo III  $[W]$

$P_{u_{IV}}$  - Potência útil do ramo IV  $[W]$

$P_{d_{1^a}}$  - Potência dissipada na primeira transição  $[W]$

$P_{d_{2^a}}$  - Potência dissipada na segunda transição  $[W]$

$P_{d_{3^a}}$  - Potência dissipada na terceira transição  $[W]$

$n_{motor}$  - Rotação do motor  $[r.p.m.]$

$n_I$  - Rotação do ramo I  $[r.p.m.]$

$n_{II}$  - Rotação do ramo II  $[r.p.m.]$

$n_{III_i}$  - Rotação do ramo III para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$   $[r.p.m.]$

$n_{IV_i}$  - Rotação do ramo IV para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$   $[r.p.m.]$

$M_{T_I}$  - Momento tissor do ramo I  $[N \cdot m]$

$M_{T_{II}}$  - Momento tissor do ramo II  $[N \cdot m]$

$M_{T_{III_i}}$  - Momento tissor do ramo III para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$   $[N \cdot m]$

$M_{T_{IV_i}}$  - Momento tissor do ramo IV para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$   $[N \cdot m]$

$\omega_I$  - Velocidade angular do ramo I  $[rad / s]$

$\omega_{II}$  - Velocidade angular do ramo II  $[rad / s]$

$\omega_{III_i}$  - Velocidade angular do ramo III para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$   $[rad / s]$

$\omega_{IV_i}$  - Velocidade angular do ramo IV para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$   $[rad / s]$

$\eta_{motor}$  - Rendimento do motor  $[\%]$

$\eta_{engrenagem}$  - Rendimento da engrenagem  $[\%]$

$\eta_{corrente}$  - Rendimento da corrente  $[\%]$

$Z_{p_{rp}}$  - Número de dentes da polia motora da relação primária

$Z_{r_{rp}}$  - Número de dentes da polia movida da relação primária

$Z_{i_i}$  - Número de dentes da polia movida para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$

$Z_{p_i}$  - Número de dentes da polia motora para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$

$Z_{p_{rf}}$  - Número de dentes da polia motora da relação final

$Z_{r_{rf}}$  - Número de dentes da polia movida da relação final

$\eta$  - Rendimento da transmissão.

$\omega_I$  - Velocidade angular do ramo I  $[rad \cdot s^{-1}]$

$\omega_{II}$  - Velocidade angular do ramo II  $[rad \cdot s^{-1}]$

$\omega_{III_i}$  - Velocidade angular do ramo III para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$   $[rad \cdot s^{-1}]$

$\omega_{IV_i}$  - Velocidade angular do ramo IV para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$   $[rad \cdot s^{-1}]$

$K_1$  - Factor do número de dentes da polia motora

$K_2$  - Factor do tipo de corrente

$K_3$  - Factor dos ciclos de carga

$K_4$  - Factor de serviço

$K_5$  - Factor de duração

## Capítulo 6

$F_w$  - Força da fricção da roda

$F_s$  - Força de fricção da inclinação

$F_a$  - Força de arrasto aerodinâmica

$F_x$  - Força de travagem do pneu

$F_{acc}$  - Força devido à inércia do veículo

$c_t$  - Coeficiente de atrito da roda/solo

$r$  - Raio da roda

$V$  - Velocidade do veículo  $[m/s]$

$A_f$  - Área frontal do veículo

$\delta$  - Densidade do ar  $[kg/m^3]$

$\alpha$  - Ângulo de inclinação  $[rad]$

$c_r$  - Coeficiente aerodinâmico

$m$  - Massa do veículo  $[kg]$

$T_b$  - Binário de travagem

$\omega_V$  - Velocidade angular do veículo

$\omega_R$  - Velocidade angular da roda

$J$  - Inércia da roda

$\omega$  - Velocidade angular do órgão de controlo de movimento  $[rad/s]$

$\vec{F}$  - Força  $[N]$

$\vec{a}$  - Aceleração  $[m/s^2]$

$\phi_{pneu}$  - Diâmetro do pneu

$M_T$  - Momento a absorver  $[N \cdot m]$

$P$  - Potência do órgão motor  $[W]$

$K$  - Factor de aplicação

## Capítulo 8

- $\sigma_r$  - Tensão de Ruptura  
 $\sigma_y$  - Tensão de Cedência  
 $m_{carro}$  - Massa do veículo  
 $P_{total}$  - Peso total do veículo  
 $P_{frente}$  - Peso à frente do veículo  
 $P_{atrás}$  - Peso atrás do veículo  
 $h$  - Altura do centro da roda ao solo  
 $l$  - Distância entre eixos do veículo  
 $a_x$  - Aceleração longitudinal  
 $a_y$  - Aceleração lateral  
 $m_{por\ roda}$  - Massa da roda  
 $F_{V_{total}}$  - Força vertical total  
 $M_{F_v}$  - Momento da força vertical  
 $F_L$  - Força lateral  
 $M_{F_L}$  - Momento da força lateral  
 $F_{atrito}$  - Força de atrito  
 $F_{inércia}$  - Força de inércia  
 $a_{veículo}$  - Aceleração do veículo  
 $M_{FL_{aceleração}}$  - Momento da força exercida na manga de eixo traseira devido à aceleração.  
 $M_{FL_{travagem}}$  - Momento da força exercida na manga de eixo traseira devido à travagem / desaceleração.  
 $M_T$  - Momento de travagem.  
 $FS$  - Factor de segurança  
 $q$  - Factor de sensibilidade  
 $\sigma_{eq}$  - Tensão equivalente de *Von Mises*  
 $\tau_{ced}$  - Tensão de cedência ao corte  
 $\tau$  - Tensão ao corte  
 $\sigma$  - Tensão  
 $T$  - Momento máximo aplicado  
 $J$  - Momento de inércia  
 $k_f$  - Factor de concentração de tensões  
 $r$  - Raio de maquinação entre diferenças de diâmetro dos veios  
 $L_1$  - Comprimento do semi-eixo esquerdo (o mais curto)  
 $\theta_1$  - Ângulo de torção do semi-eixo esquerdo (o mais curto)  
 $\theta_2$  - Ângulo de torção do semi-eixo direito (o mais comprido)  
 $L_2$  - Comprimento do semi-eixo direito (o mais comprido)  
 $\tau_a$  - Amplitude de tensão  
 $\tau_m$  - Tensão média

$R$  - Razão de tensões  
 $\tau_{f_0}$  - Tensão-limite de fadiga ao corte obtida para uma tensão média nula.  
 $\sigma_{f_0}$  - Tensão-limite de fadiga obtida para uma tensão média nula.  
 $S_p$  - Tensão admissível  
 $S_y$  - Tensão de cedência  
 $A_r$  - Área resistente do parafuso  
 $N$  - Número de parafusos  
 $C$  - Coeficiente de atrito  
 $\eta_c$  - Factor de contaminação  
 $d$  - Diâmetro interno do rolamento, mm  
 $D$  - Diâmetro externo do rolamento, mm  
 $C$  - Capacidade normal de carga dinâmica, kN  
 $P_u$  - Limite de carga de fadiga, kN  
 $P$  - Carga dinâmica equivalente do rolamento, kN  
 $n$  - Rotação, r/min  
 $\nu$  - Viscosidade cinemática operacional, mm<sup>2</sup>/s  
 $L_{10}$  - Vida nominal básica, milhões de revoluções  
 $L_{10h}$  - Vida nominal básica, horas  
 $k$  - Relação de viscosidade  $\nu / \nu_1$   
 $\nu_1$  - Viscosidade cinemática requerida, mm<sup>2</sup>/s  
 $a_{SKF}$  - Factor SKF  
 $L_{10m}$  - Vida nominal da SKF com 90% de confiança, milhões de revoluções  
 $L_{10mh}$  - Vida nominal da SKF, horas

# Índice de Matérias

<b>1</b>	<b>Regras da competição <i>Formula Student SAE</i>®</b>	<b>41</b>
1.1	Formula SAE – Vista geral e competições	41
1.1.1	Objectivo da Competição	41
1.1.2	Objectivo do Projecto	41
1.1.3	Avaliação das Categorias	42
1.1.4	Competições Formula SAE 2008	42
1.1.5	Anúncios Oficiais e Informação da Competição	43
1.1.6	Validade das Regras	43
1.1.7	Compreensão das Regras	43
1.2	Elegibilidade:	43
1.2.1	Requisitos dos Participantes	43
1.2.2	Inscrição do Veículo	44
1.2.2.1	Ano de Competição do Veículo	44
1.2.2.1.1	Veículos de Primeiro Ano – Formula Student	44
1.2.2.1.2	Veículos de Segundo Ano – Formula Student	45
1.2.2.1.3	Veículos de Terceiro Ano – Formula Student	45
1.3	Exigências e Restrições do Veículo Formula Student	45
1.3.1	Exigências Gerais do Projecto	45
1.3.2	Regulamento do Chassis	46
1.3.2.1	Distância do Chão	46
1.3.2.2	Jantes e Pneus	46
1.3.2.2.1	Jantes	46
1.3.2.2.2	Pneus	46
1.3.2.3	Suspensão	46
1.3.2.4	Direcção	47
1.3.2.5	Sistema de Travões	47
1.3.2.6	Pontos de Engate	47
1.3.3	Exigências Estruturais	48
1.3.3.1	Sistema de Travões	48
1.3.3.2	Estrutura Equivalente	48
1.3.3.3	Requisitos Mínimos do Material	49



1.3.3.3.1	Aço como Material Base .....	49
1.3.3.3.2	Tubos Alternativos e Materiais .....	49
1.3.3.3.2.1	Geral .....	49
1.3.3.3.2.2	Requisitos do Tubo de Aço.....	50
1.3.3.3.2.3	Requisitos do Tubo de Alumínio.....	50
1.3.3.3.2.4	Composição dos Materiais .....	50
1.3.3.4	Arcos .....	51
1.3.3.4.1	Arco Principal e Frontal .....	51
1.3.3.4.2	Arco Principal .....	51
1.3.3.4.3	Arco Frontal.....	51
1.3.3.5	Ligações dos Arcos.....	51
1.3.3.5.1	Ligações do Arco Principal.....	51
1.3.3.5.2	Ligações do Arco Frontal .....	52
1.3.3.6	Zona de Impacto Frontal .....	52
1.3.3.6.1	Anteparo.....	52
1.3.3.6.2	Suporte do Anteparo .....	52
1.3.3.6.3	Atenuador de Impacto .....	52
1.3.3.6.4	Objectos que Não Podem Sofrer Impactos.....	53
1.3.3.7	Parte da Frente .....	53
1.3.3.8	Protecção Lateral de Impacto .....	53
1.3.3.8.1	Protecções Tubulares Ligadas ao Quadro.....	53
1.3.3.9	Furos de Inspeção.....	53
1.3.4	Equipamento do Piloto e Cabina.....	54
1.3.4.1	Sistema de Segurança do Piloto.....	54
1.3.4.2	Equipamento do Piloto .....	54
1.3.4.3	Visibilidade do Piloto .....	54
1.3.4.4	Restrições da Cabeça do Piloto.....	54
1.3.4.5	Protecção dos Aros.....	55
1.3.4.6	Fundo do Veículo .....	55
1.3.4.7	Volante .....	55
1.3.4.8	Saída do Piloto.....	55
1.3.4.9	Estabilidade ao Capotar .....	56
1.3.4.10	Interruptores .....	56
1.3.4.10.1	Interruptor Principal .....	56
1.3.4.10.2	Interruptor Dentro da Cabina.....	56
1.3.4.11	Protecção contra o fogo .....	57
1.3.4.11.1	Protecção da Cabina.....	57

1.3.4.11.2	Extintores .....	57
1.3.4.12	Bateria .....	57
1.3.4.13	Acesso aos Comandos .....	57
1.3.4.14	Assento .....	58
1.3.4.15	Protecção das Pernas do Piloto .....	58
1.3.5	Transmissão.....	58
1.3.5.1	Motor e Transmissão.....	58
1.3.5.1.1	Limitações do Motor .....	58
1.3.5.1.2	Inspecção do Motor .....	58
1.3.5.1.3	Transmissão e Diferencial.....	58
1.3.5.1.4	Limitações da Lubrificação e Refrigeração .....	59
1.3.5.1.5	Motor de Arranque .....	59
1.3.5.2	Combustível .....	59
1.3.5.3	Sistema de Combustível .....	59
1.3.5.3.1	Depósito de Combustível .....	59
1.3.5.3.2	Garganta e Nível no Depósito .....	60
1.3.5.3.3	Linha Nivelada do Combustível.....	60
1.3.5.3.4	Exigência para Atestar o Depósito de Combustível .....	60
1.3.5.3.5	Prevenção de Derrame de Combustível .....	60
1.3.5.3.6	Sistema de Ventilação.....	60
1.3.5.3.6.1	Teste de Inclinação a Nível de Todos os Fluidos .....	61
1.3.5.3.7	Circuitos de Combustível, Acessórios e Protecções .....	61
1.3.5.3.8	Exigências do Sistema de Injecção do Combustível.....	61
1.3.5.3.9	Exigências da Posição de Entrada de Ar e do Sistema de Combustível .....	61
1.3.5.4	Acelerador.....	62
1.3.5.4.1	Carburador .....	62
1.3.5.4.2	Sistema de Acelerador .....	62
1.3.5.4.3	Entrada de Ar .....	62
1.3.5.4.4	Turbos e Compressores Volumétricos .....	62
1.3.5.5	Sistema de Escape .....	63
1.3.5.5.1	Panela de Escape (Silenciador) .....	63
1.3.5.5.2	Saída de Escape .....	63
1.3.5.5.3	Nível de Som.....	63
1.3.6	Identificação do Veículo .....	63
1.3.6.1	Número do Veículo .....	63
1.3.6.2	Nome da Escola.....	64

1.3.6.3	Logótipo SAE .....	64
1.3.6.4	Autocolante de Inspeção Técnica .....	64
1.3.7	Geral .....	64
1.3.7.1	Aerodinâmica e Efeitos Solo .....	64
1.3.7.1.1	Localização .....	64
1.3.7.1.2	Requisitos da Saída do Piloto .....	65
1.3.7.1.3	Bordo da Asa – Raios Mínimos.....	65
1.3.7.1.4	Outras Limitações dos Raios dos Bordos .....	65
1.3.7.1.5	Segurança do Bordo da Asa .....	65
1.3.7.1.6	Dispositivos de Efeito Solo – Proibidos.....	65
1.3.7.2	Parafusos.....	66
1.3.7.2.1	Dimensão dos Parafusos .....	66
1.3.7.2.2	Segurança nos Parafusos .....	66
1.3.7.3	Reparações e Modificações.....	66
1.3.7.4	Gás Comprimido e Circuitos .....	67
1.3.7.5	Bombas Hidráulicas e Circuitos de Alta Pressão.....	67
1.3.8	Transponder.....	67
1.4	Provas Estáticas.....	68
1.4.1	Prova de Inspeção Técnica (0 Pontos) .....	69
1.4.2	Prova de Apresentação (75 Pontos) .....	70
1.4.3	Prova de Projecto de Engenharia ou Design (150 Pontos) .....	71
1.4.4	Prova de Análise de Custos e Fabrico (100 Pontos) .....	72
1.4.5	Relatório de Custos e BOM .....	73
1.4.5.1	Discussão na Competição .....	74
1.4.5.2	Cálculo de Custos .....	75
1.4.5.2.1	Custo dos componentes.....	75
1.4.5.2.2	Custo de Mão-de-Obra e de Montagem dos Componentes.....	77
1.4.5.2.3	Artigos Isentos do Relatório de Custos .....	77
1.4.5.2.4	Custo do Motor.....	78
1.4.5.2.5	Penalizações .....	79
1.5	Provas dinâmicas .....	80
1.5.1	Prova de Aceleração (75 Pontos) .....	80
1.5.2	Prova de Skid-Pad (50 Pontos).....	81
1.5.3	Prova de Autocross (150 Pontos) .....	82
1.5.4	Prova de Economia de Combustível e Endurance (400 Pontos).....	84

<b>2</b>	<b>Componentes associados ao sistema de transmissão.....</b>	<b>87</b>
2.1	Introdução .....	87
2.2	Engrenagens .....	87
2.2.1	Materiais das Engrenagens: .....	88
2.2.2	Tipos de Engrenagens .....	89
2.2.2.1	Engrenagens Cilíndricas de Dentes Rectos.....	89
2.2.2.2	Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais .....	89
2.2.2.3	Engrenagens Cónicas de Dentes Rectos .....	90
2.2.2.4	Engrenagem Parafuso Sem-Fim.....	90
2.3	Elementos Flexíveis .....	91
2.3.1	Transmissão por Correia.....	91
2.3.1.1	Tipos de Correias:.....	92
2.3.1.1.1	Correias Planas:.....	92
2.3.1.1.2	Correias Trapezoidais: .....	94
2.3.1.1.3	Correias Dentadas .....	95
2.3.2	Transmissão por Corrente .....	96
2.3.2.1	Tipos de Correntes.....	97
2.3.2.1.1	Corrente de Rolos .....	97
2.3.2.1.2	Corrente de Dentes .....	97
2.3.2.1.3	Corrente de Elos Livres .....	98
2.3.2.1.4	Corrente Comum.....	98
2.3.2.1.5	Corrente de Blocos.....	98
2.3.3	Transmissão por Cabos de Aço.....	99
2.4	Diferencial .....	100
2.4.1	Principais funções do diferencial.....	101
2.4.2	Aplicações dos diferenciais.....	101
2.4.3	Tipos de diferenciais e possíveis montagens no veículo .....	102
2.4.3.1	Diferenciais Abertos ou Livres .....	102
2.4.3.2	Limitadores de Escorregamento (LSD) – Autoblocantes .....	103
2.4.3.3	Diferencial Blocante .....	103
2.4.3.4	Acoplamento Viscoso.....	104
2.4.3.5	<i>Layout Ferguson</i> (4WD).....	106
2.4.3.6	<i>TORSEN – TORque SENding</i> .....	106

2.4.3.7	QUAIFE – Repartição Automática de Potência.....	109
2.5	Sistema de Eixos.....	110
2.5.1	Uniões de Veios.....	112
2.5.1.1	Tipos de uniões.....	113
2.5.1.1.1	União rígida.....	113
2.5.1.1.2	Uniões Móveis.....	113
2.5.1.1.2.1	Uniões por Engrenagem e por Corrente.....	113
2.5.1.1.2.2	Uniões <i>Oldham</i> .....	114
2.5.1.1.2.3	Uniões Universais de Veios ou Cardan.....	115
2.5.1.1.3	Uniões Elásticas.....	116
2.5.1.1.4	Uniões de Segurança.....	116
2.5.1.1.5	Uniões Hidráulicas.....	117
2.5.1.1.6	Juntas do tipo Lobro.....	117
2.5.1.1.7	Juntas tipod.....	118
<b>3</b>	<b>Desenvolvimento dos Tipos de Transmissão Entre a Polia Movid a e a Polia Motora (Pinhão; Roda).....</b>	<b>119</b>
3.1	Introdução.....	119
3.2	Correntes de Rolos (Roller Chain).....	121
3.2.1	Nomenclatura e Relações Geométricas.....	121
3.2.2	Análise Cinemática.....	124
3.2.2.1	Efeito Poligonal.....	124
3.2.2.1.1	Variação da velocidade longitudinal $V_1$ .....	126
3.2.2.1.2	Variação da Velocidade Longitudinal $V_2$ .....	128
3.2.2.2	Desgaste.....	130
3.2.3	Seleccção de Transmissão.....	131
3.2.3.1	Seleccção do Número de Dentes das Polias.....	131
3.2.3.2	Determinação do Comprimento da Corrente e do Entre-Eixo.....	132
3.2.3.2.1	Factor de Serviço.....	133
3.2.3.2.2	Factor de Número de Dentes da Polia Motora.....	133
3.2.3.2.3	Factor de Tipo de Corrente.....	133
3.2.3.2.4	Determinação da Potência de Cálculo.....	134
3.2.3.3	Seleccção do Passo da Corrente.....	135
3.2.4	Montagem e Manutenção de Transmissões por Correntes de Rolos.....	137

3.2.4.1	Lubrificação .....	139
3.2.4.2	Manutenção .....	140
3.2.5	Análise de Solicitações em Correntes .....	140
3.2.5.1	Força Útil .....	142
3.2.5.2	Força Centrífuga .....	142
3.2.5.3	Força de Catenária .....	142
3.2.5.4	Esforços nos Veios .....	143
3.2.6	Defeitos nas Correntes de Rolos .....	144
3.2.6.1	Fricção na corrente de rolos.....	144
3.2.6.2	Corrosão .....	144
3.2.6.3	Fendas, Placa Exterior Fissurada .....	145
3.2.6.4	Erosão / Corrosão .....	145
3.2.6.5	Fadiga .....	145
3.2.6.6	Fractura .....	146
3.2.6.7	Desgaste por Contacto .....	146
3.2.6.8	Esfolamento .....	146
3.2.6.9	Desgaste Devido a Deficiência no Alinhamento e Lubrificação .....	147
3.2.6.10	Falha do Material.....	147
3.2.6.11	Desgaste por Picada .....	147
3.2.6.12	Sobrecarga.....	148
3.2.6.13	Rotação dos Pinos .....	148
3.2.6.14	Desgaste por Uso.....	148
3.2.6.15	Dente Desgastado da Polia Motora .....	149
3.3	Correias Dentadas (Timing Belts) .....	150
3.3.1	Nomenclatura e Relações Geométricas .....	150
3.3.1.1	Relação de transmissão, $i$ .....	151
3.3.1.2	Comprimento Primitivo da Correia, $L$ .....	151
3.3.1.3	Ângulo de Contacto na Polia Menor, $\theta_1$ .....	151
3.3.1.4	Velocidade Linear da Correia, $v$ .....	152
3.3.2	Seleção da Transmissão .....	152
3.3.2.1	Determinação da Potência de Cálculo .....	152
3.3.2.2	Seleção da Secção da Correia .....	154
3.3.3	Escolha das Polias e Comprimento da Correia .....	155
3.3.3.1	Seleção dos Diâmetros Primitivos das Polias .....	155
3.3.3.2	Distância Entre Eixos e Comprimento da Correia .....	156
3.3.3.3	Determinação da Largura ou do Número de Correias .....	156

3.3.4	Pormenores Construtivos e de Montagem.....	157
3.3.5	Estudo Dinâmico de Transmissões por Correias Dentadas .....	157
<b>4</b>	<b>Cálculos Associados à Caixa de Velocidades nas Condições de Potência Máxima.</b>	
	.....	<b>159</b>
4.1	Motor e caixa de velocidades de origem de uma Honda CBR 600 RR (2005-2006)	
	.....	159
4.2	Considerando Perdas nas Engrenagens da Caixa de Velocidades e Perdas na Transmissão por Corrente de Rolos, ou Correia Dentada.....	160
4.2.1	Cálculo da Potência Útil nos Ramos I, II, III e IV .....	161
4.2.1.1	Ramo I.....	161
4.2.1.2	Ramo II.....	161
4.2.1.3	Ramo III.....	161
4.2.1.4	Ramo IV .....	161
4.2.2	Cálculo da Potência Dissipada / Transição.....	162
4.2.2.1	1ª Transição (Ramo I / Ramo II).....	162
4.2.2.2	2ª Transição (Ramo II / Ramo III).....	162
4.2.2.3	3ª Transição (Ramo III / Ramo IV) .....	162
4.2.3	Rotação dos Ramos I, II, III, IV .....	162
4.2.3.1	Rotação do Ramo I .....	162
4.2.3.2	Rotação do Ramo II .....	162
4.2.3.3	Rotação do Ramo III .....	163
4.2.3.3.1	Para a 1ª Velocidade.....	163
4.2.3.3.2	Para a 2ª Velocidade.....	163
4.2.3.3.3	Para a 3ª Velocidade.....	163
4.2.3.3.4	Para a 4ª Velocidade.....	163
4.2.3.3.5	Para a 5ª Velocidade.....	163
4.2.3.3.6	Para a 6ª Velocidade.....	164
4.2.3.4	Rotação do Ramo IV.....	164
4.2.3.4.1	Para a 1ª Velocidade.....	164
4.2.3.4.2	Para a 2ª Velocidade.....	164
4.2.3.4.3	Para a 3ª Velocidade.....	164
4.2.3.4.4	Para a 4ª Velocidade.....	164
4.2.3.4.5	Para a 5ª Velocidade.....	165
4.2.3.4.6	Para a 6ª Velocidade.....	165
4.2.4	Momento Torsor dos Ramos I, II, III, IV .....	165

4.2.4.1	Momento Torsor do Ramo I .....	165
4.2.4.2	Momento Torsor do Ramo II .....	165
4.2.4.3	Momento Torsor do Ramo III .....	165
4.2.4.3.1	Para a 1ª Velocidade.....	166
4.2.4.3.2	Para a 2ª Velocidade.....	166
4.2.4.3.3	Para a 3ª Velocidade.....	166
4.2.4.3.4	Para a 4ª Velocidade.....	166
4.2.4.3.5	Para a 5ª Velocidade.....	166
4.2.4.3.6	Para a 6ª Velocidade.....	167
4.2.4.4	Momento Torsor do Ramo IV .....	167
4.2.4.4.1	Para a 1ª Velocidade.....	167
4.2.4.4.2	Para a 2ª Velocidade.....	167
4.2.4.4.3	Para a 3ª Velocidade.....	167
4.2.4.4.4	Para a 4ª Velocidade.....	168
4.2.4.4.5	Para a 5ª Velocidade.....	168
4.2.4.4.6	Para a 6ª Velocidade.....	168
4.2.5	Potência Útil do Sistema .....	168
4.2.6	Potência Dissipada do Sistema .....	168
4.2.7	Rendimento da Transmissão .....	169
4.2.8	Velocidade Angular .....	169
4.2.8.1	Velocidade Angular do Ramo I .....	169
4.2.8.2	Velocidade Angular do Ramo II .....	169
4.2.8.3	Velocidade Angular do Ramo III .....	169
4.2.8.3.1	Para a 1ª Velocidade.....	169
4.2.8.3.2	Para a 2ª Velocidade.....	170
4.2.8.3.3	Para a 3ª Velocidade.....	170
4.2.8.3.4	Para a 4ª Velocidade.....	170
4.2.8.3.5	Para a 5ª Velocidade.....	170
4.2.8.3.6	Para a 6ª Velocidade.....	170
4.2.8.4	Velocidade Angular do Ramo IV .....	170
4.2.8.4.1	Para a 1ª Velocidade.....	171
4.2.8.4.2	Para a 2ª Velocidade.....	171
4.2.8.4.3	Para a 3ª Velocidade.....	171
4.2.8.4.4	Para a 4ª Velocidade.....	171
4.2.8.4.5	Para a 5ª Velocidade.....	171
4.2.8.4.6	Para a 6ª Velocidade.....	171
4.2.9	Resumo.....	172



4.3	Dimensionamento da Corrente de Rolos .....	173
4.3.1	Seleção do Tipo de Corrente .....	173
4.3.2	Factor de serviço $K_s$ em transmissões por corrente .....	173
4.3.3	Factor do Tipo de Corrente $K_1$ .....	174
4.3.4	Determinação da Potência de Cálculo de Acordo com a Norma BS 228 .....	174
4.3.5	Determinação da Potência de Cálculo de Acordo com a Norma NF E 26-112 .....	176
4.3.6	Escolha da Corrente .....	179
4.3.6.1	Fabricante <i>EK Motorcycle Chain</i> .....	179
4.3.6.1.1	Corrente bastante Fiável Indicada pelo Fabricante .....	179
4.3.6.1.2	Corrente Económica Indicada pelo Fabricante .....	179
4.3.6.1.3	A melhor Opção (Corrente Mais Cara) Indicada pelo Fabricante .....	179
4.3.6.1.4	Comparação entre as correntes do fabricante EK Motorcycle chain ..	180
4.3.6.2	Fabricante D.I.D. ....	180
4.3.7	Relação de Transmissão $i$ .....	181
4.3.8	Dimensionamento da Polia Motora e da Polia Movida .....	185
4.3.8.1	Polia Motora de 15 dentes .....	185
4.3.8.2	Polia Movida de 45 dentes .....	185
4.3.8.3	Polia motora e movida <i>JT Sprockets</i> .....	186
4.3.8.3.1	Processos de Fabrico da polia motora e da polia movida JT Sprockets .....	187
4.3.9	Comprimento da Corrente ( $L_p$ ) .....	188
4.3.10	Velocidade Média da Corrente ( $V_m$ ) .....	189
4.3.11	Análise de Solicitações na Corrente .....	189
4.3.11.1	Força Útil ( $T_u$ ) .....	190
4.3.11.2	Força Centrífuga ( $F_c$ ) .....	190
4.3.11.3	Força de Catenária ( $T_{cat}$ ) .....	191
4.3.11.4	Esforços nos Veios ( $M_t$ ) .....	191
4.3.12	Preço da Corrente Escolhida .....	191
4.3.13	Preços das Polias Motoras .....	193
4.3.13.1	JT Sprocket 525 (polia motora) [31] .....	193
4.3.14	Preço das Polias Movidas .....	194
4.3.14.1	JT Sprocket 525 (polia movida) [31] .....	194
4.4	Dimensionamento da Correia Dentada .....	195
4.4.1	Escolha das Características da Correia Dentada e das Polias .....	195

4.4.1.1	Determinação da Potência de Cálculo.....	195
4.4.1.2	Seleção da Secção da Correia.....	196
4.4.1.3	Correia PowerGrip de Perfil H.....	199
4.4.1.3.1	Seleção das Polias .....	199
4.4.1.3.2	Distância Entre-Eixos .....	201
4.4.1.3.3	Escolha da Largura da Correia .....	201
4.4.1.4	Correia PowerGrip GT2 8mm.....	203
4.4.1.4.1	Seleção das Polias .....	203
4.4.1.4.2	Distância Entre-Eixos .....	204
4.4.1.4.3	Escolha da Largura da Correia .....	204
4.4.1.4.4	Característica das Polias.....	205
4.4.1.4.5	Número de Dentes em Contacto.....	205
4.5	Conclusão da Escolha entre a Corrente e a Correia.....	209
<b>5</b>	<b>Ajuste na Relação de Transmissão.....</b>	<b>211</b>
5.1	Introdução .....	211
5.2	Considerando Perdas nas Engrenagens da Caixa de Velocidades e Perdas na Transmissão por Corrente de Rolos. ....	212
5.2.1	Cálculo da Potência Útil nos Ramos I, II, III e IV .....	213
5.2.1.1	Ramo I.....	213
5.2.1.2	Ramo II.....	213
5.2.1.3	Ramo III.....	213
5.2.1.4	Ramo IV .....	213
5.2.2	Cálculo da Potência Dissipada / Transição.....	213
5.2.2.1	1ª Transição (Ramo I / Ramo II).....	213
5.2.2.2	2ª Transição (Ramo II / Ramo III).....	214
5.2.2.3	3ª Transição (Ramo III / Ramo IV) .....	214
5.2.3	Rotação dos Ramos I, II, III, IV .....	214
5.2.3.1	Rotação do Ramo I .....	214
5.2.3.2	Rotação do Ramo II .....	214
5.2.3.3	Rotação do Ramo III .....	214
5.2.3.3.1	Para a 1ª Velocidade.....	215
5.2.3.3.2	Para a 2ª Velocidade.....	215
5.2.3.3.3	Para a 3ª Velocidade.....	215

5.2.3.3.4	Para a 4ª Velocidade.....	215
5.2.3.3.5	Para a 5ª Velocidade.....	215
5.2.3.3.6	Para a 6ª Velocidade.....	215
5.2.3.4	Rotação do Ramo IV.....	216
5.2.3.4.1	Para a 1ª Velocidade.....	216
5.2.3.4.2	Para a 2ª Velocidade.....	216
5.2.3.4.3	Para a 3ª Velocidade.....	216
5.2.3.4.4	Para a 4ª Velocidade.....	216
5.2.3.4.5	Para a 5ª Velocidade.....	216
5.2.3.4.6	Para a 6ª Velocidade.....	217
5.2.4	Momento Torsor dos Ramos I, II, III, IV.....	217
5.2.4.1	Momento Torsor do Ramo I.....	217
5.2.4.2	Momento Torsor do Ramo II.....	217
5.2.4.3	Momento Torsor do Ramo III.....	217
5.2.4.3.1	Para a 1ª Velocidade.....	217
5.2.4.3.2	Para a 2ª Velocidade.....	218
5.2.4.3.3	Para a 3ª Velocidade.....	218
5.2.4.3.4	Para a 4ª Velocidade.....	218
5.2.4.3.5	Para a 5ª Velocidade.....	218
5.2.4.3.6	Para a 6ª Velocidade.....	218
5.2.4.4	Momento Torsor do Ramo IV.....	219
5.2.4.4.1	Para a 1ª Velocidade.....	219
5.2.4.4.2	Para a 2ª Velocidade.....	219
5.2.4.4.3	Para a 3ª Velocidade.....	219
5.2.4.4.4	Para a 4ª Velocidade.....	219
5.2.4.4.5	Para a 5ª Velocidade.....	220
5.2.4.4.6	Para a 6ª Velocidade.....	220
5.2.5	Potência Útil do Sistema.....	220
5.2.6	Potência Dissipada do Sistema.....	220
5.2.7	Rendimento da Transmissão.....	220
5.2.8	Velocidade Angular.....	221
5.2.8.1	Velocidade Angular do Ramo I.....	221
5.2.8.2	Velocidade Angular do Ramo II.....	221
5.2.8.3	Velocidade Angular do Ramo III.....	221
5.2.8.3.1	Para a 1ª Velocidade.....	221
5.2.8.3.2	Para a 2ª Velocidade.....	221
5.2.8.3.3	Para a 3ª Velocidade.....	221

5.2.8.3.4	Para a 4ª Velocidade.....	222
5.2.8.3.5	Para a 5ª Velocidade.....	222
5.2.8.3.6	Para a 6ª Velocidade.....	222
5.2.8.4	Velocidade Angular do Ramo IV .....	222
5.2.8.4.1	Para a 1ª Velocidade.....	222
5.2.8.4.2	Para a 2ª Velocidade.....	222
5.2.8.4.3	Para a 3ª Velocidade.....	223
5.2.8.4.4	Para a 4ª Velocidade.....	223
5.2.8.4.5	Para a 5ª Velocidade.....	223
5.2.8.4.6	Para a 6ª Velocidade.....	223
5.2.9	Resumo.....	224
5.2.10	Nomenclatura.....	224
5.3	Cálculos de velocidades e de esforços da corrente.....	226
5.3.1	Velocidade do veículo .....	226
5.3.2	Dimensionamento da Polia Motora e da Polia Movida .....	229
5.3.2.1	Polia Motora de 13 dentes .....	229
5.3.2.2	Polia Movida de 48 dentes.....	229
5.3.3	Velocidade Média da Corrente ( $V_m$ ) .....	230
5.3.4	Comprimento da Corrente ( $L_p$ ) .....	230
5.3.5	Análise de Solicitações na Corrente .....	231
5.3.5.1	Força Útil ( $T_u$ ) .....	232
5.3.5.2	Força Centrífuga ( $F_c$ ).....	232
5.3.5.3	Força de Catenária ( $T_{cat}$ ).....	233
5.3.5.4	Esforços nos Veios ( $M_t$ ) .....	233
<b>6</b>	<b>Escolha do diferencial.....</b>	<b>235</b>
6.1	Introdução .....	235
6.2	Matriz de decisão .....	235
6.2.1	Árvore Modelo.....	237
6.2.2	Árvore de Objectivos.....	238
6.2.3	Cálculo dos factores de ponderação.....	239
6.2.4	Matriz de Decisão .....	240
6.2.5	Conclusão da Matriz de Decisão .....	241

<b>7</b>	<b>Cálculo do momento de travagem.....</b>	<b>243</b>
7.1	Equações considerando todos os atritos .....	243
7.2	Equações da física .....	245
7.3	Cálculo do momento a absorver através de outras equações .....	246
7.4	Conclusão .....	247
<b>8</b>	<b>Dimensionamento das peças do sistema de transmissão.....</b>	<b>249</b>
8.1	Materiais utilizados nas peças do sistema de transmissão.....	249
8.2	Manga de eixo traseira.....	250
8.2.1	Transferências de peso.....	250
8.2.1.1	Transferência de peso longitudinal .....	250
8.2.1.2	Transferência de peso lateral.....	251
8.2.1.3	Forças aplicadas na manga de eixos traseira.....	251
8.2.1.3.1	Forças Verticais.....	252
8.2.1.3.2	Forças Laterais.....	253
8.2.1.3.3	Forças Longitudinais .....	254
8.2.1.3.3.1	Considerando que o veículo está a acelerar: .....	254
8.2.1.3.3.2	Considerando que o veículo está a travar: .....	256
8.2.1.3.4	Momento aplicado devido à transmissão do veículo na manga de eixos .....	256
8.2.1.3.5	Resumo dos esforços a que a manga de eixos está sujeita .....	257
8.2.2	Estudo estático de elementos finitos feito no “COSMOSWorks” .....	259
8.2.2.1	Restrições dos rolamentos.....	259
8.2.2.2	Restrições dos parafusos.....	259
8.2.2.3	Resultados obtidos no COSMOSWorks no estudo da manga de eixos ..	260
8.2.3	Conclusões dos estudos anteriores .....	261
8.3	Flange que liga ao diferencial .....	262
8.3.1	Cálculo analítico.....	262
8.3.1.1	Momento torsor .....	262
8.3.1.2	Cálculo analítico das tensões .....	263

8.3.1.2.1	Factor de concentração de tensões à fadiga .....	263
8.3.1.2.2	Cálculo da tensão de corte.....	264
8.3.2	Estudo estático de elementos finitos no <i>COSMOSWorks</i> .....	265
8.3.2.1	Restrições .....	265
8.3.2.2	Resultados obtidos.....	265
8.3.3	Conclusões dos estudos anteriores .....	267
8.4	Bancada do diferencial esquerda (sem fixação da maxila do travão).....	268
8.4.1	Estudo estático de elementos finitos no <i>COSMOSWorks</i> .....	268
8.4.1.1	Restrições .....	268
8.4.1.2	Forças e momentos aplicados .....	269
8.4.1.3	Resultados obtidos no <i>COSMOSWorks</i> do estudo da bancada do diferencial esquerda.....	270
8.4.2	Conclusões dos estudos anteriores .....	271
8.5	Bancada do diferencial direita (com fixação da maxila do travão) .....	272
8.5.1	Estudo estático de elementos finitos no <i>COSMOSWorks</i> da bancada do diferencial direita quando para a aceleração do veículo .....	272
8.5.1.1	Restrições .....	272
8.5.1.2	Forças e momentos aplicados .....	273
8.5.1.3	Resultados obtidos no <i>COSMOSWorks</i> do estudo da bancada do diferencial direita.....	274
8.5.2	Estudo estático de elementos finitos no <i>COSMOSWorks</i> para a travagem ..	276
8.5.2.1	Forças e momentos aplicados .....	276
8.5.2.2	Restrições .....	276
8.5.2.3	Resultados obtidos no <i>COSMOSWorks</i> da bancada do diferencial direita sujeita à travagem.....	277
8.5.3	Conclusões dos estudos anteriores .....	278
8.6	Semi-eixos.....	279
8.6.1	Cálculo analítico dos semi-eixos .....	279
8.6.1.1	Diâmetro mínimo do semi-eixo.....	279
8.6.1.2	Cálculo da tensão de corte na secção de 24mm dos veios .....	280
8.6.1.3	Cálculo analítico das tensões na zona crítica dos semi-eixos .....	280
8.6.1.3.1	Factor de concentração de tensões à fadiga .....	281
8.6.1.3.2	Cálculo da tensão de corte.....	281
8.6.1.3.3	Cálculo da tensão de equivalente pelo critério de Von Mises.....	282

8.6.1.4	Ângulo de torção máximo elástico dos dois semi-eixos .....	283
8.6.2	Estudo estático de elementos finitos no <i>COSMOSWorks</i> dos semi-eixos ....	284
8.6.2.1	Restrições nos dois eixos .....	284
8.6.2.2	Forças aplicadas .....	285
8.6.2.3	Resultados obtidos para o semi-eixo esquerdo L=289 mm .....	285
8.6.2.4	Resultados obtidos para o semi-eixo direito L=459 mm .....	287
8.6.3	Estudo dos semi-eixos à fadiga utilizando a equação de <i>Haigh-Soderberg</i> ..	288
8.6.4	Conclusões dos estudos anteriores .....	290
8.7	Parafusos .....	291
8.7.1	Dimensionamento dos parafusos de aperto da maxila de travagem na bancada do diferencial .....	294
8.7.2	Dimensionamento dos parafusos de aperto da flange/manga de eixo e da junta do tipo Lobro.....	296
8.7.3	Dimensionamento dos parafusos de aperto do disco de travão e o diferencial <i>Quaife</i> .....	297
8.7.4	Dimensionamento dos parafusos de aperto da polia movida ao diferencial <i>Quaife</i> . ....	298
8.7.5	Dimensionamento dos parafusos de aperto da bancada do diferencial direita .....	299
8.7.6	Dimensionamento dos parafusos de aperto da bancada do diferencial esquerda.....	301
8.8	Porcas DIN 985 .....	303
8.9	Anilhas DIN 125 .....	304
8.10	Rolamentos .....	305
8.10.1	Erros na Montagem/Manutenção dos Rolamentos .....	305
8.10.2	Montagem Correcta dos Rolamentos .....	306
8.10.3	Dimensionamento dos Rolamentos do Diferencial .....	307
8.10.3.1	Esforços aplicados aos rolamentos do diferencial .....	308
8.10.3.2	Vida Nominal Ajustada dos Rolamentos do Diferencial .....	309
8.11	Juntas do tipo Lobro.....	311
8.12	Suporte das bancadas do diferencial .....	312

<b>9</b>	<b>Imagens do sistema de Transmissão no Veículo e Lista de Componentes e Preços</b>	<b>313</b>
9.1	Imagens do sistema de Transmissão no Veículo.....	313
9.2	Lista de componentes e Preços .....	315
<b>10</b>	<b>Discussão e conclusões.....</b>	<b>317</b>
<b>11</b>	<b>Bibliografia.....</b>	<b>319</b>
<b>12</b>	<b>Anexos.....</b>	<b>323</b>



## Índice de Figuras

Figura 1.1 – Ensaio na plataforma inclinada.....	70
Figura 1.2 – Início na prova de arranque.....	81
Figura 1.3 – Prova de arranque.....	81
Figura 1.4 - Prova deSkid-Pad; curva para a esquerda.....	81
Figura 1.5 - Prova de Skid-Pad; curva para a direita.....	82
Figura 1.6 - Prova de autocross .....	83
Figura 1.7 - Exemplo de prova de autocross .....	83
Figura 2.1 – Engrenagens primitivas (2600 A.C.) [5] .....	87
Figura 2.2 - Engrenagens cilíndricas de Dentes rectos [5] .....	89
Figura 2.3 – Engrenagens cilíndricas de dentes rectos de um carro telecomandado.....	89
Figura 2.4 – Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais. [5] .....	89
Figura 2.5 – Engrenagens cónicas de dentes rectos. [5].....	90
Figura 2.6 – Engrenagem Parafuso Sem-Fim. [5] .....	90
Figura 2.7 - Transmissão por correia (plana) .....	93
Figura 2.8 – Corte transversal de uma correia trapezoidal na polia .....	94
Figura 2.9 – Exemplo de uma aplicação de uma correia dentada. ....	95
Figura 2.10 – Corrente de rolos e polia movida .....	96
Figura 2.11 – Componentes da corrente de rolos .....	97
Figura 2.12 – Desenhos de uma corrente de dentes. [2].....	97
Figura 2.13 – Desenho de uma corrente de elos livres. [2] .....	98
Figura 2.14 – Desenho de uma corrente comum. [2] .....	98
Figura 2.15 – Desenhos de uma corrente de blocos. [2].....	98
Figura 2.16 – Tipos de enrolamentos nos cabos; Enrolamento Lang e Enrolamento Regular [5] .....	99
Figura 2.17 – Comportamento do diferencial com boa aderência em linha recta. [11] .....	100
Figura 2.18 – Comportamento do diferencial com resistência no ramo vermelho (esquerda) e o pinhão verde fornece rotação extra ao ramo amarelo. [11] .....	100
Figura 2.19 – Diferencial de tracção dianteira. [11].....	102
Figura 2.20 – Diferencial de tracção traseira. [11] .....	102
Figura 2.21 – Diferencial de tracção integral (4WD). [11] .....	102
Figura 2.22 – Funcionamento do diferencial aberto ou livre. [11].....	102

Figura 2.23 – Limitadores de escorregamento (LSD) .....	103
Figura 2.24 – Diferencial Blocante.....	103
Figura 2.25 – Acoplamento viscoso .....	105
Figura 2.26 - Acoplamento Viscoso .....	105
Figura 2.27 – Corte no diferencial <i>Torsen</i> . [8] .....	107
Figura 2.28 – Interior do diferencial <i>Torsen</i> . [8] .....	107
Figura 2.29 – Tipo de diferencial ( <i>Torsen</i> T2/T1) dependendo do tipo de aplicação (frontal, central, traseira). [8] .....	108
Figura 2.30 – Diferença entre o diferencial <i>Torsen</i> TBR=5.0:1 e TBR=2.5:1 e o diferencial aberto. [8] .....	108
Figura 2.31 – Diferença entre o TBR de um diferencial <i>Torsen</i> e um diferencial LSD. [8] ..	109
Figura 2.32 – Corte num diferencial <i>Quaife</i> . [39] .....	109
Figura 2.33 – Diferencial <i>Quaife</i> . [39] .....	109
Figura 2.34 – Eixo traseiro de um kart, sem diferencial eixo único.....	110
Figura 2.35 – Semi-eixos com duas juntas homocinéticas. [5] .....	111
Figura 2.36 – Desalinhamento paralelo.....	111
Figura 2.37 – Desalinhamento angular.....	111
Figura 2.38 – Desalinhamento axial.....	112
Figura 2.39 – Desalinhamento torcional.....	112
Figura 2.40 – União de pratos. [5].....	113
Figura 2.41 – Acoplamento por engrenagem. [5].....	114
Figura 2.42 – Uniões por corrente de rolos. [5].....	114
Figura 2.43 – União flexível tipo <i>Oldham</i> . [5].....	114
Figura 2.44 – União flexível tipo <i>Oldham</i> modificada. [5] .....	114
Figura 2.45 – União universal de veios ou cardan. ....	115
Figura 2.46 – Conjunto de duas uniões universais de veios, angular “Homocinética” ou “Duplo-cardan” .....	115
Figura 2.47 – Pormenor construtivo de uma união universal de veios.....	115
Figura 2.48 – Uniões com elementos de borracha colado para esforços de corte. [5] .....	116
Figura 2.49 – Juntas do tipo <i>Lobro</i> .....	117
Figura 2.50 – Componentes do tipo <i>Lobro</i> (interior, esferas e ligação ao eixo) .....	117
Figura 2.51 – Modo como funciona o interior da junta <i>Lobro</i> movimento axial e angular ...	117
Figura 2.52 – Juntas <i>Tripod</i> e semi-eixos.....	118
Figura 2.53 – Ligação <i>Tripod</i> .....	118

Figura 3.1 – Geometria de uma transmissão por corrente [1] .....	121
Figura 3.2 – Relação entre o passo $p$ , o diâmetro $D_1$ e o ângulo de inclinação $\gamma/2$ [1] .....	123
Figura 3.3 – Representação esquemática do engrenamento da corrente com a polia motora. [1] .....	125
Figura 3.4 – Influência do número de dentes na oscilação da velocidade longitudinal $V_1$ . [1] .....	126
Figura 3.5 – Oscilação do ângulo do ramo tenso da corrente. [1] .....	127
Figura 3.6 – Movimento de uma corrente ao entrar em contacto com a polia motora. [1] ....	129
Figura 3.7 – Engrenamento de uma corrente de rolos que apresenta o passo alongado devido a desgaste. [1] .....	130
Figura 3.8 - Representação esquemática da construção de um ábaco de selecção de correntes de rolos. ....	132
Figura 3.9 – Capacidade de carga de correntes de rolos simples segundo a Norma BS 228 [5] .....	136
Figura 3.10 - Alinhamento das polias motora e movida com o auxílio de uma régua de nível. [2] .....	137
Figura 3.11 – Tipos de alinhamentos correctos e incorrectos. [2] .....	138
Figura 3.12 – Modos de lubrificação de correntes a) Manual; b) Spray; c) Banho de Óleo; d) Gota a gota.....	139
Figura 3.13 – Esforços nos ramos de uma corrente [1] .....	140
Figura 3.14 – Fricção na corrente de rolos .....	144
Figura 3.15 - Corrosão.....	144
Figura 3.16 - Fendas placa exterior fissurada.....	145
Figura 3.17 - Erosão / Corrosão .....	145
Figura 3.18 – Fadiga.....	145
Figura 3.19 - Fractura .....	146
Figura 3.20 - Desgaste por contacto .....	146
Figura 3.21 - Esfolamento .....	146
Figura 3.22 - Deficiência no alinhamento e na lubrificação.....	147
Figura 3.23 - Falha do material .....	147
Figura 3.24 - Desgaste por picada .....	147
Figura 3.25 - Sobrecarga .....	148
Figura 3.26 - Rotação dos pinos .....	148

Figura 3.27 - Desgaste por uso .....	148
Figura 3.28 - Dente desgastado da polia motora .....	149
Figura 3.29 - Desenho de uma correia dentada .....	150
Figura 3.30 - Geometrias de uma transmissão por correia aberta [1].....	150
Figura 3.31 – Diagrama de capacidade de carga de correias dentadas Gates a) Tipo <i>POWERGRIP</i> GT2 b) Clássicas [1]. .....	154
Figura 3.32 – Perfis de correias dentadas <i>Gates</i> a) Tipo <i>POWERGRIP</i> GT2; b) Tipo <i>GT</i> ; c) Clássico. [1].....	155
Figura 4.1 – CBR 600 RR (2005-2006) .....	159
Figura 4.2 – Esquema da caixa de velocidades .....	160
Figura 4.3 – Capacidade de carga de correntes de rolos simples segundo a Norma BS 228 [7] .....	175
Figura 4.4 – Gráfico do factor do tipo de corrente $K_2$ – Norma NF E 26-112.....	176
Figura 4.5 – Gráfico do factor dos ciclos de carga $K_3$ – Norma NF E 26-112.....	176
Figura 4.6 – Gráfico do factor de duração $K_5$ – Norma NF E 25-112.....	177
Figura 4.7 – Capacidade de carga de correntes de rolos simples segundo a Norma NF E 26-112 do Tipo A.....	177
Figura 4.8 - Capacidade de carga de correntes de rolos simples segundo a Norma NF E 26-112 do Tipo B.....	178
Figura 4.9 – Corrente recomendada pelo fabricante D.I.D. “525ZVM2” .....	180
Figura 4.10 – Conta rotações da CBR 600 RR. Rotação máxima - 17000 r.p.m. ....	182
Figura 4.11 – Gráfico do alcance da velocidade linear dependendo do regime do motor da rotação mínima para a rotação máxima e da relação da caixa de velocidades.....	183
Figura 4.12 – Polia motora e movida do fabricante <i>JT Sprockets</i> .....	186
Figura 4.13 - Dimensões da polia motora      Figura 4.14 – Dimensões da polia movida.	186
Figura 4.15 – Operação de torneamento da polia movida.....	187
Figura 4.16 – Operação de fresamento da polia movida .....	187
Figura 4.17 – Controlo de qualidade (máquina CNC).....	187
Figura 4.18 – Geometrias da transmissão por corrente. ....	188
Figura 4.19 - Esforços nos ramos da corrente .....	189
Figura 4.20 – Diagrama de capacidade de carga de correias dentadas Gates a) Tipo <i>POWERGRIP</i> GT2 b) Clássicas [4] .....	196
Figura 4.21 – Dimensões das correias dentadas clássicas. [4] .....	197

Figura 4.22 – Dimensões das correias dentadas Poly Chain GT2, <i>PowerGrip</i> GT2 e <i>PowerGrip</i> HTD. [4] .....	198
Figura 4.23 – Desenho das polias com as características na tabela 4.9 [23]. .....	205
Figura 5.1 – Esquema da caixa de velocidades .....	212
Figura 5.2 – Gráfico do alcance de velocidade linear dependendo do regime do motor e da relação da caixa de velocidades. ....	227
Figura 5.3 – Geometrias da transmissão por corrente. ....	230
Figura 5.4 – Esforços nos ramos da corrente. ....	231
Figura 7.1 – Forças a actuar no veículo .....	243
Figura 7.2 – Dinâmica longitudinal da roda .....	244
Figura 8.1 - Curvas S - N dos vários materiais. ....	249
Figura 8.2 – Manga de eixo traseira .....	250
Figura 8.3 – Transferência de peso. ....	250
Figura 8.4 - Histórico de acelerações máximas num veículo <i>Formula Student</i> . ....	251
Figura 8.5 – Força vertical e lateral aplicada no pneu com os respectivos braços (dimensões em mm). ....	252
Figura 8.6 – Força vertical aplicada na face roscada (11439,28N) .....	253
Figura 8.7 – Momento aplicado na face devido ao braço correspondente (0,0152m) .....	253
Figura 8.8 – Momento devido à força vertical (173,88 N.m). ....	253
Figura 8.9 – Força lateral aplicada (2795,8N). ....	253
Figura 8.10 – Momento devido à força lateral (727,90N.m). ....	254
Figura 8.11 – Força longitudinal (1717,5N). ....	255
Figura 8.12 – Momento devido à força de atrito e força de inércia (26,106N.m). ....	255
Figura 8.13 – Momento torsor aplicado devido ao sistema de transmissão $M_t=1853,85$ N.m .....	257
Figura 8.14 – Restrições em dois eixos dos rolamentos. ....	259
Figura 8.15 – Restrição em três eixos devido ao aperto dos parafusos. ....	259
Figura 8.16 – Tensões de <i>Von Mises</i> na manga de eixos com os esforços anteriores. ....	260
Figura 8.17 – Alongamento na manga de eixos com os esforços anteriores. ....	260
Figura 8.18 – Factor de segurança da manga de eixos traseira com os esforços anteriores aplicados. ....	261

Figura 8.19 – Flange <i>Quaife</i> .....	262
Figura 8.20 – Momento aplicado 1853,85 N.m.....	262
Figura 8.21 – Factor de Sensibilidade .....	263
Figura 8.22 – Cálculo do factor de concentração de tensões para veios sujeitos a torção .....	264
Figura 8.23 – Restrições aplicadas nas zonas dos parafusos .....	265
Figura 8.24 – Tensões de <i>Von Mises</i> na Flange com o momento torsor aplicado.....	265
Figura 8.25 – Alongamento na flange com o momento torsor aplicado. ....	266
Figura 8.26 – Factor de segurança na flange com o momento torsor aplicado. ....	266
Figura 8.27 – Restrição imóvel nos furos dos três parafusos .....	268
Figura 8.28 – Momento torsor 1853,85 N.m.....	269
Figura 8.29 – Peso de alguns componentes (80,94N) (corrente, diferencial, roda dentada e disco de travão).....	269
Figura 8.30 – Tensões de <i>Von Mises</i> na bancada do diferencial (esquerda) com os esforços considerados anteriormente .....	270
Figura 8.31 – Alongamento da bancada do diferencial esquerda com os esforços considerados anteriormente.....	270
Figura 8.32 – Factor de segurança da bancada do diferencial esquerda com os esforços considerados anteriormente. ....	271
Figura 8.33 – Restrição imóvel nos furos dos três parafusos na bancada do diferencial direita .....	272
Figura 8.34 – Momento torsor 1853,85N.m.....	273
Figura 8.35 – Peso de alguns componentes 80,94N (corrente, diferencial, roda dentada e disco de travão).....	273
Figura 8.36 – Tensões de <i>Von Mises</i> na bancada do diferencial (direita) sujeita à aceleração .....	274
Figura 8.37 – Alongamento da bancada do diferencial (direita) sujeita aos esforços considerados anteriormente. ....	274
Figura 8.38 – Factor de segurança da bancada do diferencial direita estando sujeita aos esforços considerados anteriormente.....	275
Figura 8.39 – Momento devido à travagem total 1310,25 N.m (com factor de segurança 1,5) .....	276
Figura 8.40 – Peso de alguns componentes 80,94 N (corrente, diferencial, roda dentada e disco de travão).....	276
Figura 8.41 – Restrição imóvel nos furos dos três parafusos .....	276

Figura 8.42 – Tensão de <i>Von Mises</i> na bancada do diferencial (direita) sujeita à travagem..	277
Figura 8.43 – Alongamento da bancada do diferencial (direita) sujeita à travagem.....	277
Figura 8.44 – Factor de segurança da bancada do diferencial (direita) estando sujeita à travagem .....	278
Figura 8.45 – Dimensões do semi-eixo (cortado).....	280
Figura 8.46 – Factor de Sensibilidade .....	281
Figura 8.47 – Cálculo do factor de concentração de tensões para veios sujeitos a torção ....	282
Figura 8.48 – Restrição imóvel na face do semi-eixo .....	284
Figura 8.49 – Momento aplicado no eixo (1853,65 N.m) .....	285
Figura 8.50 – Tensões de <i>Von Mises</i> no semi-eixo esquerdo.....	285
Figura 8.51 – Alongamento no semi-eixo esquerdo.....	286
Figura 8.52 – Factor de segurança no semi-eixo esquerdo.....	286
Figura 8.53 – Tensões de <i>Von Mises</i> no semi-eixo direito.....	287
Figura 8.54 – Alongamento no semi-eixo direito.....	287
Figura 8.55 – Factor de Segurança no semi-eixo direito.....	288
Figura 8.56 - Gráfico S - N para o aço AISI 4140.....	289
Figura 8.57 – Diagrama típico Tensão – Deformação que vai ser utilizado no dimensionamento dos parafusos [3]. .....	292
Figura 8.58 – Características dos Parafusos DIN 931 [11] .....	292
Figura 8.59 – Forças de corte nos parafusos da bancada do diferencial direita quando a maxila de travão é accionada.....	294
Figura 8.60 – Força de corte aplicada nos parafusos da flange.....	296
Figura 8.61 – Força de corte aplicada nos parafusos, quando o sistema de travagem é actuado. ....	297
Figura 8.62 – Força de corte aplicada nos parafusos quando o motor actua a roda dentada e transmite o binário para o diferencial. ....	298
Figura 8.63 – Forças de corte, $F_i''$ , e força de tracção, $F_i'$ , na bancada do diferencial direita .....	299
Figura 8.64 – Forças de corte, $F'$ , e forças de tracção na bancada do diferencial esquerda...	301
Figura 8.65 – Porcas DIN 985 [35] .....	303
Figura 8.66 – Anilhas segundo a norma DIN 125 [10]. .....	304
Figura 8.67 – Montagem deficiente.....	305
Figura 8.68 – Lubrificação inadequada .....	305
Figura 8.69 – Falha por contaminação .....	305

Figura 8.70 – Falha por fadiga .....	306
Figura 8.71 – Ajuste fixo do eixo .....	306
Figura 8.72 – Distribuição desigual das forças podendo provocar danos nas pistas.....	306
Figura 8.73 – Montagem correcta do rolamento .....	306
Figura 8.74 – Características do rolamento escolhido.....	307
Figura 8.75 – Estimativa da viscosidade cinemática mínima na temperatura de funcionamento. .....	309
Figura 8.76 - Vida nominal ajustada obtida através do software disponível na página da SKF [24] .....	310
Figura 8.77 – Principais características da junta do tipo <i>Lobro</i> .....	311
Figura 8.78 – Suportes das bancadas do diferencial.....	312
 Figura 9.1 – Sistema de transmissão montado no veículo vista isométrica .....	313
Figura 9.2 – Sistema de transmissão montado no veículo vista de topo .....	313
Figura 9.3 – Sistema de transmissão montado no veículo vista de trás. ....	314
Figura 9.4 – Sistema de transmissão montado no veículo.....	314



## Índice de Tabelas

Tabela 1.1 – Dimensões mínimas das estruturas.....	49
Tabela 1.2 – Espessuras mínimas permitidas dos tubos de aço.....	50
Tabela 1.3 – Requisitos mínimos da espessura do tubo de alumínio .....	50
Tabela 1.4 – Pontuações máximas possíveis em cada prova.....	68
Tabela 1.5 – Análise de custos e de fabrico .....	73
Tabela 1.6 – Custos de operações de fabrico.....	76
Tabela 1.7 – Custos dos materiais .....	77
Tabela 1.8 – Custos do motor.....	79
Tabela 3.1 – Diferença entre a transmissão por corrente de rolos e correia dentada. ....	120
Tabela 3.2 – Principais parâmetros que definem a geometria de uma transmissão por corrente. .....	122
Tabela 3.3 – Factor do tipo de corrente $K_1$ .....	133
Tabela 3.4 – Factor de serviço $K_s$ em transmissões por corrente [7] .....	134
Tabela 3.5 – Óleos para transmissões por correntes.....	139
Tabela 3.6 – Modos de lubrificação por óleo em transmissões por correntes.....	139
Tabela 3.7 – Factor de serviço $K_s$ em transmissões por correias dentadas. [1].....	153
Tabela 3.8 - Factor de serviço adicional em transmissões multiplicadoras por correias dentadas. [1] .....	154
Tabela 3.9 – Factor de dentes em contacto $C_T$ . [1].....	157
Tabela 3.10 - Números de dentes recomendados de polias para correias dentadas. [1].....	158
Tabela 4.1 - Quadro resumo dos cálculos da velocidade de rotação, velocidade angular e momento tórsor da polia motora (ramo III) e da polia movida (ramo IV). ....	172
Tabela 4.2 – Cálculo das velocidades.....	184
Tabela 4.3 – Excerto do catálogo das correias dentadas <i>PowerGrip</i> de perfil H página 106. [4] .....	199
Tabela 4.4 – Excerto do catálogo das correias dentadas <i>PowerGrip</i> de perfil H página 108. [4] .....	200
Tabela 4.5 – Potência máxima transmitida pela polia mais rápida da correia <i>PowerGrip</i> do tipo H com 76,20mm de largura, página 120 do catálogo de correias do fabricante <i>GATES</i> [23]. ....	202

Tabela 4.6 – Excerto do catálogo das correias dentadas <i>PowerGrip</i> GT2 8mm de passo, página 39 [23].	203
Tabela 4.7 – Potência máxima transmitida pela polia mais rápida da correia <i>PowerGrip</i> GT2 com 20mm de largura, tabela em cima e com 30mm de largura, tabela em baixo. Página 54 do catálogo de correias do fabricante <i>GATES</i> [23].	206
Tabela 4.8 - Potência máxima transmitida pela polia mais rápida da correia <i>PowerGrip</i> GT2 com 50mm de largura. Página 55 do catálogo de correias do fabricante <i>GATES</i> [23].	207
Tabela 4.9 – Especificações das polias.	208
 Tabela 5.1 – Quadro resumo dos cálculos da velocidade de rotação, velocidade angular e momento torsor da polia motora (ramo III) e da polia movida (ramo IV) da relação de transmissão final.	 224
Tabela 5.2 – Cálculo das velocidades.	228
 Tabela 6.1 – Elementos de comparação entre os diferenciais <i>Quaife</i> e Torsen	 236
 Tabela 8.1 – Classificação de resistência dos parafusos de classe métrica [1]	 291
Tabela 8.2 – Dimensões dos parafusos DIN 931 [11]	293
Tabela 8.3 – Características das porcas DIN 985 escolhidas anteriormente [35]	303
Tabela 8.4 – Dimensões das anilhas segundo a norma DIN 125 e o seu diâmetro nominal [10].	304
Tabela 8.5 – Cargas que actuam nos rolamentos do diferencial.	308
 Tabela 9.1 – Lista de componentes e preços	 315



## Introdução

Esta dissertação tem como finalidade o dimensionamento do sistema de transmissão de um veículo de competição *Formula Student*. Os alunos assumem que uma empresa os contratou para fazer um protótipo para produzir em mil carros em série num período de um ano e com um custo inferior a € 21000. Esse protótipo vai ter de ser avaliado e tem de ter um alto desempenho em termos de aceleração, travagem, excelente manobrabilidade e baixo custo. Também serão avaliados outros factores importantes, que também vão ser pontuados, que são a estética, o conforto e a utilização de peças comuns. É um exercício real da concepção de um veículo, onde a equipa tem de trabalhar sob pressão, cumprindo os prazos apertados, desafiando-os a superar todas as expectativas e preparando-os para o stressante dia a dia do mercado de trabalho em geral. Esta competição representa um valioso projecto, uma vez que concilia a prática à teoria de toda a engenharia, despertando o interesse da indústria mundial nos novos engenheiros.

Este projecto teve muito trabalho em equipa, uma vez que o sistema de transmissão interliga com os sistemas de suspensão e travagem que foram desenvolvidos pelos meus colegas João Pinheiro e David Cardoso respectivamente.

Este projecto teve alguma divulgação dentro da faculdade através de várias apresentações na Expo FCT em 2007, em que todos os sectores da faculdade trabalharam para conseguir divulgar ao máximo todas as potencialidades da faculdade aos cerca de 2800 estudantes do secundário que participaram nesse evento, conseguindo divulgar o Departamento de Engenharia Mecânica. Teve também uma outra participação mais apagada mas presente foi no Fórum FCT nesse mesmo ano. A grande participação deste projecto foi nas Jornadas Tecnológicas da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa 2007 – “JORTEC”, em que o nosso Professor Coordenador desta tese, Prof. Dr. Rui Martins, fez uma apresentação do Projecto *Formula Student* no âmbito da indústria Automóvel.

Numa primeira fase, foi feito um estudo sobre a competição *Formula Student*, onde as regras da competição foram lidas e foram retirados todos os parâmetros legais e obrigatórios que influenciavam escolhas / limitações do sistema de transmissão. Em paralelo foi feita uma vasta recolha bibliográfica, de onde foram retiradas muitas das equações do dimensionamento das peças.

A segunda fase deste trabalho foi baseada no estudo de todos os tipos de sistemas de transmissão, e escolha das possíveis hipóteses do sistema de transmissão. Foi escolhido o

motor, o tipo de transmissão (se é integral, dianteira ou traseira), o tipo de transmissão entre as polias motora e polia movida e o respectivo dimensionamento, sendo posteriormente reajustada a relação de transmissão. Depois procedeu-se à escolha do tipo de diferencial, utilizando uma ferramenta de projecto, a matriz de decisão dadas as características dos dois diferenciais em estudo.

Na terceira fase deste projecto consistiu no desenho de todos os componentes do sistema de transmissão, através de um programa de desenho assistido por computador (CAD), o SolidWorks, onde foram analisadas as diversas soluções construtivas para a bancada do diferencial, semi-eixos e das mangas de eixos traseiras. Estes componentes foram também estudados estática e dinamicamente (fadiga) de acordo com as solicitações a que estes componentes estão submetidos durante a competição. Foram também dimensionados os parafusos, rolamentos, e todos os componentes que compõem o sistema de transmissão para que este funciona na perfeição.

Para que o desenvolvimento deste sistema tenha excelentes resultados em prova, para além de uma pesquisa intensa sobre todos os sistemas de transmissão existentes e todos os componentes que o integram, foram também tidos em conta todos os conceitos de engenharia associados aos sistemas de transmissão que vou tentar explicar de forma objectiva para uma fácil compreensão.

# **1 Regras da competição *Formula Student SAE*<sup>®</sup>**

## **1.1 Formula SAE – Vista geral e competições**

### **1.1.1 Objectivo da Competição**

A *Formula SAE Series Competitions* desafia equipas de universidades de estudantes finalistas ou formados a conceberem, desenharem, fabricarem e competirem com um pequeno carro de corrida tipo Formula Ford. De modo a dar às equipas a maior flexibilidade de projecto e a liberdade para expressar a sua criatividade e imaginação existem muito poucas restrições à concepção geral do veículo. Tipicamente as equipas demoram 8 a 12 meses a projectar, construir, testar e preparar os seus veículos antes da competição. As próprias competições dão às equipas a oportunidade de demonstrarem e provarem tanto a sua criação como os seus conhecimentos de engenharia em comparação com equipas de universidades do resto do mundo.

### **1.1.2 Objectivo do Projecto**

Para o objectivo da competição, os alunos têm que assumir que a empresa de manufactura compromettesse na produção do protótipo de um carro para avaliação. O futuro do mercado de vendas é a não profissional semana de corrida. Portanto, o carro tem que ter elevadas prestações no que diz respeito à aceleração, aos travões, e qualidades de manuseamento. O carro tem que ter baixo custo, baixa e fácil manutenção e tem que ser seguro. O valor do carro está ligado a outro tipo de factores como a estética, conforto e o uso de partes comuns. A empresa de manufactura está a planear produzir cerca de 1000 carros por ano a um custo abaixo dos €21000 euros. O desafio para a equipa é desenhar e construir o protótipo de um carro que melhor vai ao encontro destes objectivos. Cada concepção é comparada e julgada com as restantes para determinar qual o melhor carro.

### 1.1.3 Avaliação das Categorias

Os carros serão avaliados em séries de eventos estáticos e dinâmicos, que incluem inspecção técnica, custo, apresentação, concepção, provas de performance a solo, e provas de elevada resistência. Estes eventos são pontuados para determinar as performances do veículo. Em cada evento, a empresa de manufactura especificou um mínimo aceitável do nível de performances que são reflectidas na pontuação das equações. Os pontos que se seguem são os possíveis:

Prova Estática:		Prova Dinâmica:	
Apresentação	75	Aceleração	75
Concepção	150	Derrapagem	50
Custo	100	Corrida	150
		Resistência	50
Total: 1000			

### 1.1.4 Competições Formula SAE 2008

A Formula SAE Series 2008 consiste nas seguintes 6 competições:

1. Fórmula SAE sediada em Michigan, EUA e organizada pela SAE
2. Fórmula SAE Oeste sediada na Califórnia, EUA e organizada pela SAE
3. Fórmula SAE Australasia sediada na Austrália e organizada pela SAE Australasia
4. Fórmula SAE Brasil sediada no Brasil e organizada pela SAE Brasil
5. Fórmula SAE Itália sediada em Itália e organizada pela ATA
6. *Formula Student* sediada no Reino Unido e organizada pela IMechE

Todas as competições da Fórmula SAE têm políticas de inscrição abertas e aceitam inscrições de equipas de estudantes de universidades de qualquer país.

As Fórmula SAE Australasia, Fórmula SAE Brasil, Fórmula SAE Itália e a *Formula Student*, podem fazer algumas variações específicas nos regulamentos, para a operação de eventos nos seus países, todavia, os requisitos de projecto dos veículos e restrições vão permanecer intocáveis. Qualquer variação nas regras será colocada nos sites respectivos a cada competição.

### 1.1.5 Anúncios Oficiais e Informação da Competição

As regras da Fórmula SAE são da responsabilidade do comité de regras da Fórmula SAE e estão sob a autoridade do comité de programas da universidade SAE. Declarações oficiais do comité de regras da Fórmula SAE, SAE ou outro corpo de organização da Fórmula SAE, terão que ser considerados e terão a mesma validade que estas regras.

Ambiguidades ou questões relacionadas com estas regras serão resolvidas pelo comité de regras da Fórmula SAE, SAE ou por indivíduos organizadores da competição.

### 1.1.6 Validade das Regras

As regras da Fórmula SAE colocadas na página da SAE e datadas para o ano de competição são as regras em vigor para a competição. As regras datadas para outros anos são inválidas.

### 1.1.7 Compreensão das Regras

SAE e outros corpos organizativos da competição reservam-se no direito de apreender qualquer veículo registado a qualquer altura da competição para inspecção ou examinação pelo pessoal qualificado, técnicos, oficiais ou organizadores.

SAE e outros corpos organizativos da competição reservam-se no direito de rever a agenda de qualquer competição e/ou interpretar e modificar as regras da competição a qualquer altura, para que a competição funcione com eficiência e como um todo.

## 1.2 Elegibilidade:

### 1.2.1 Requisitos dos Participantes

A inscrição está limitada a estudantes finalistas ou recém-licenciados para assegurar uma competição de engenharia ao invés de uma simples corrida. Os participantes nesta competição têm que satisfazer os seguintes requisitos:



Os participantes de cada equipa têm que ser estudantes finalistas ou formados de universidades ou escolas profissionais. Membros da equipa que se tenham formado 7 meses antes da competição estão aptos a inscreverem-se. Os participantes têm que ter todos idade igual ou superior a 18 anos. O condutor do veículo tem que possuir carta de condução.

É necessária uma cobertura total em termos de seguro de saúde para todos os participantes.

## 1.2.2 Inscrição do Veículo

Os veículos que entrarem na competição Fórmula SAE, têm que ser concebidos, desenhados e fabricados pelos estudantes sem envolvimento directo de engenheiros profissionais, engenheiros de indústria automóvel, corredores, técnicos ou profissionais relacionados.

A equipa de estudantes pode usar literatura ou conhecimentos relacionados com concepção automóvel ou informações de profissionais ou académicos desde que a informação seja dada como ajuda ao desenvolvimento por parte dos estudantes. Profissionais não podem tomar qualquer tipo de decisão ou fazer quaisquer desenhos e o professor de projecto tem que assinar uma declaração em como se compromete a cumprir estas restrições.

### 1.2.2.1 Ano de Competição do Veículo

Com o objectivo de definir o primeiro, o segundo e o terceiro ano do veículo, o ano de competição é uma etapa consecutiva da Series, Fórmula SAE, Fórmula SAE Oeste, *Formula Student*, Fórmula SAE Itália, Fórmula SAE Brasil e Fórmula SAE Austrália, prendem-se com um período rigoroso de 12 meses a contar desde o momento em que o carro compete. Por exemplo, um carro que compita primeiro na Fórmula SAE Austrália é classificado como um carro de primeiro ano, até ao próximo ano de competição da Fórmula SAE Austrália.

#### 1.2.2.1.1 Veículos de Primeiro Ano – *Formula Student*

Apenas carros de primeiro ano podem entrar na Fórmula SAE e na Fórmula SAE Oeste. Para ser classificado como veículo de primeiro ano um carro tem que ter, como

mínimo, um esqueleto completamente novo. Se houver alguma dúvida em saber se o carro é de primeiro ano ou não, será da responsabilidade da equipa em produzir o que os organizadores e técnicos pedirem como requisito.

#### 1.2.2.1.2 Veículos de Segundo Ano – *Formula Student*

Veículos que tenham competido em alguma competição Fórmula SAE de um ano anterior, podem participar desde que tenham modificado substancialmente o veículo, comparativamente com a sua primeira participação. Documento de projecto e fotografias detalhando as modificações são necessários juntamente com uma declaração do professor de projecto.

Penas por insuficientes modificações de projecto ou por insuficiente conhecimento por parte da equipa serão aplicados durante o Evento de Projecto.

#### 1.2.2.1.3 Veículos de Terceiro Ano – *Formula Student*

Veículos que tenham competido em dois anos seguidos em qualquer competição Fórmula SAE estão proibidos de participar em qualquer competição da Fórmula SAE.

### 1.3 Exigências e Restrições do Veículo *Formula Student*

#### 1.3.1 Exigências Gerais do Projecto

O veículo deve ter a aparência de um veículo de Fórmula 1, ou seja, a cabina do piloto tem de ser aberta e braços de suspensão independentes da carroçaria.

O veículo tem de ter quatro rodas, não podendo estas estar em linha recta. Tem também de ter uma distância entre eixos de pelo menos 1525 mm. A largura do eixo mais pequeno do veículo não pode ser inferior a 75% do eixo maior.

## 1.3.2 Regulamento do Chassis

### 1.3.2.1 Distância do Chão

O veículo deve ter uma altura suficiente de modo a que durante as provas o veículo não toque no chão.

### 1.3.2.2 Jantes e Pneus

#### 1.3.2.2.1 Jantes

As jantes do veículo devem ter um diâmetro maior que 203.2mm

Se a jante estiver apertada apenas com uma única porca, deve incorporar um dispositivo de segurança para a jante e a porca caso estes se soltem do veículo, mantendo os componentes presos ao veículo.

#### 1.3.2.2.2 Pneus

O veículo pode ter dois tipos de pneus, um para piso seco com rasgos ou lisos, outro para piso molhado. Os pneus podem ter variadíssimos tamanhos e tipos, apenas os rasgos tem de ter uma profundidade mínima de 2,4mm

### 1.3.2.3 Suspensão

O veículo tem de ser equipado com sistema de suspensão traseiro e dianteiro, com um curso mínimo da jante de 50,8mm.

#### 1.3.2.4 Direcção

O sistema de direcção deve afectar pelo menos duas rodas, deve ainda ter dois batentes para impedir que as rodas toquem nos braços de suspensão, carroçaria, ou qualquer outra peça que possa impedir o normal funcionamento da direcção.

O sistema de direcção está limitado a um total de 7° medido no volante.

A direcção nas rodas traseiras só é permitida até um ângulo de  $\pm 3^\circ$ , tendo de utilizar-se um meio mecânico para o limitar.

#### 1.3.2.5 Sistema de Travões

O veículo tem de estar equipado com sistema de travões nas quatro rodas, controlado apenas por um comando. Deve ter dois circuitos hidráulicos independentes, com reservatório de óleo independente.

Um único dispositivo de travão, situado junto ao diferencial, é permitido.

O sistema de travões tem de ser capaz de imobilizar as quatro rodas em linha recta, e tem de estar protegido do sistema de transmissão ou de qualquer outro dispositivo que o possa danificar.

O veículo deve estar equipado ainda com um corta corrente, que para além de desligar o motor corta a corrente a bombas de combustível eléctricas.

O veículo deve estar equipado com uma luz de travão com pelo menos 15W, ou equivalente e que seja bem visível na parte de trás do veículo. O posicionamento da luz deve ser a meio da largura do veículo e aproximadamente à altura dos ombros do condutor.

#### 1.3.2.6 Pontos de Engate

O veículo tem de ter um ponto de engate na parte traseira para no caso de ser necessário o seu reboque a organização tenha mais facilidade em o fazer. Esse ponto de engate tem de suportar o peso do veículo.

### 1.3.3 Exigências Estruturais

Entre outras exigências, a estrutura do veículo deve incluir dois arcos um dianteiro e outro traseiro ao piloto, protegendo-o assim de bater com a cabeça no solo em caso de o veículo capotar. Deve ainda ter protecção a embates laterais e um atenuador de impacto situado na frente da estrutura.

#### 1.3.3.1 Sistema de Travões

Atenuador de impacto é um absorvedor de energia localizado na frente do veículo.

Arco principal é o arco que fica logo atrás do piloto e o protege caso o veículo capote.

Arco frontal é o arco que fica à frente do piloto ao pé do volante e protege as pernas e a cabeça do piloto com a ajuda do outro arco.

Partes do quadro são peças únicas do quadro que são feitas de tubo contínuo. O quadro é um conjunto estrutural fabricado que suporta todos os sistemas funcionais do veículo. Este conjunto pode ser uma estrutura soldada única ou múltiplas estruturas compostas e soldadas entre si.

Estrutura primária é constituída pelos componentes do quadro; 1) arco principal; 2) arco frontal; 3) ligações dos arcos; 4) Protecção de impacto lateral; 5) Anteparo; 6) Suporte do anteparo; 7) Todas as Partes do Quadro.

Estrutura principal do quadro é a porção do quadro que está dentro do envelope definido pela estrutura primária.

Anteparo é uma estrutura plana que serve para proteger os pés do piloto e pertence à estrutura principal. Atenuador de impacto é uma peça deformável que absorve a energia e deve estar situada à frente.

#### 1.3.3.2 Estrutura Equivalente

O uso dos materiais ou dos tamanhos alternativos da tubulação estão especificados na secção 1.3.3.3.1. O material como base deve ser de aço. A aprovação de tamanhos alternativos do material ou da tubulação será baseada com cálculos de engenharia e verificado pelo principal inspector técnico.

### 1.3.3.3 Requisitos Mínimos do Material

#### 1.3.3.3.1 Aço como Material Base

A estrutura primária do veículo deve ser construída por:

Qualquer um deve ser de liga de aço (mínimo 0,1% de carbono) e as dimensões mínimas especificado na tabela 1.1.

Ou então apresentamos as alternativas na secção 1.3.3.3.2

**Tabela 1.1 – Dimensões mínimas das estruturas**

<b>Estrutura</b>	<b>Diâmetro Exterior x Espessura</b>
Arco frontal e principal	24,4mm x 2,4mm ou 25,0mm x 2,5mm
Protecção de impacto lateral; Anteparo; Ligações dos arcos; Estrutura de ligações do arnês	25,0mm x 1,75mm ou 25,4mm x 1,25mm
Suporte do Anteparo	25,4mm x 1,25mm

#### 1.3.3.3.2 Tubos Alternativos e Materiais

##### 1.3.3.3.2.1 Geral

A geometria dos tubos alternativos ou dos materiais são escolhidas pela equipa.

O material escolhido deve ter o produto entre o módulo de Young (E) e o momento de inércia (I) equivalente à tabela anterior.

Os tubos não podem ser de espessura inferior às referências nos pontos 1.3.3.3.2.2 ou 1.3.3.3.2.3. As equipas devem submeter os cálculos para o material que escolheram, demonstrando que os materiais superam os requisitos mínimos.

### 1.3.3.3.2.2 Requisitos do Tubo de Aço

Tabela 1.2 – Espessuras mínimas permitidas dos tubos de aço

Material e Aplicação	Espessura mínima
Tubo de aço para Arco frontal e principal	2.0mm
Tubo de aço para Ligações dos aros, anteparo; Estrutura de ligações do arnês	1.6mm
Tubo de aço para Suporte do Anteparo; Protecção de impacto lateral	1.2mm

### 1.3.3.3.2.3 Requisitos do Tubo de Alumínio

Tabela 1.3 – Requisitos mínimos da espessura do tubo de alumínio

Materiais e Aplicações	Espessura mínima
Tubos em alumínio	3.0mm

Se o Alumínio for soldado a equipa deve fornecer documentação suficiente de como o processo foi executado.

### 1.3.3.3.2.4 Composição dos Materiais

Se outro material ou um composto é utilizado, a equipa deve apresentar a documentação de do tipo de material, recibo de compra, despachando o documento ou letra de doação e propriedades do material. Quanto aos detalhes do composto, nas especificações técnicas devem ter o material estrutural (peso, resistência, numero de camadas, material base e revestimento). Cálculos demonstrativos de que o material e geometria satisfazem os requisitos mínimos. Nesses cálculos deve estar a dissipação de energia, rendimento, flexão e concentração de tensões.

#### 1.3.3.4 Arcos

As mãos e cabeça do piloto não devem entrar em contacto com o solo em caso de o veículo capotar.

O quadro deve incluir o arco principal e o frontal.

##### 1.3.3.4.1 Arco Principal e Frontal

Quando o piloto está sentado na posição normal uma linha recta imaginária entre o arco principal e o arco frontal deve estar a um mínimo de 50 mm do capacete do piloto. Ou seja é necessário crescer ou diminuir os arcos de modo a ter essa margem de segurança.

##### 1.3.3.4.2 Arco Principal

Este arco deve ser construído de uma só peça, tubulação de aço de secção contínua de acordo com o ponto 1.3.3.3. O uso de ligas de alumínio, titânio ou materiais compostos é proibido.

##### 1.3.3.4.3 Arco Frontal

Este arco tem de ser construído de acordo com a tubulação apresentada no ponto 1.3.3.3. Este arco não pode estar mais do que 250mm para a frente do volante.

#### 1.3.3.5 Ligações dos Arcos

##### 1.3.3.5.1 Ligações do Arco Principal

As ligações do arco principal devem ser feitas de secção fechada de aço de acordo com o ponto 1.3.3.3. É proibido o uso de titânio, alumínio e materiais compostos para as ligações do arco principal.



#### 1.3.3.5.2 Ligações do Arco Frontal

As ligações do arco frontal devem ser feitas de acordo com o ponto 1.3.3.3.

#### 1.3.3.6 Zona de Impacto Frontal

Os pés do piloto devem estar contidos dentro de uma estrutura frontal do quadro. Quando os pés do piloto tocam nos pedais nenhuma parte dos pés pode sair fora da estrutura frontal do quadro.

##### 1.3.3.6.1 Anteparo

O anteparo deve ser feito de tubos de secção fechada de acordo com a secção 1.3.3.3..

Deve ainda estar localizado à frente dos objectos destrutíveis (ex.: baterias) e tem de estar colocado à frente dos pés do piloto.

##### 1.3.3.6.2 Suporte do Anteparo

O suporte deve estar integrando no quadro.

##### 1.3.3.6.3 Atenuador de Impacto

O atenuador de impacto tem de estar instalado à frente do anteparo e deve ter um comprimento de 150mm de modo a prevenir a deformação do quadro.

A equipa deve submeter cálculos e testes para provar que o atenuador de impacto, quando montado na frente do veículo com uma massa total de 300 kg e embate numa barreira de impacto a uma velocidade de 7,0 m/s daria uma desaceleração média do veículo não exceder 20g.

Os cálculos e testes devem ser submetidos electronicamente em formato. PDF para o correio electrónico e com a data.

#### 1.3.3.6.4 Objectos que Não Podem Sofrer Impactos

Todos os objectos que não podem sofrer impactos (exemplo baterias) devem estar atrás do piloto. Não devem estar na zona de atenuador de impacto.

#### 1.3.3.7 Parte da Frente

Na parte da frente do veículo não são permitidos pontas afiadas.

Todos os revestimentos na dianteira do veículo devem ser arredondados com um raio mínimo de 38mm e com um ângulo de pelo menos 45°.

#### 1.3.3.8 Protecção Lateral de Impacto

A protecção lateral de impacto deve ter os seguintes requisitos:

##### 1.3.3.8.1 Protecções Tubulares Ligadas ao Quadro

Todas as estruturas devem estar bem soldadas e de acordo com a secção dos materiais no ponto 1.3.3.3 e 1.3.3.2.

#### 1.3.3.9 Furos de Inspeção

Para verificar as espessuras dos tubos do quadro devem ser feitos furos de 4,5mm de espessura em zonas não críticas no arco principal e no arco frontal.

### 1.3.4 Equipamento do Piloto e Cabina

#### 1.3.4.1 Sistema de Segurança do Piloto

Todos os pilotos devem usar um arnês de cinco ou seis pontos com as seguintes especificações. Restrições dos braços são também requeridas. A sua aprovação vai estar dependente do inspector técnico mais graduado. O arnês deve estar bem apertado.

- a) O arnês deve ser feito de Nylon ou Dacron polyester com 76mm na parte dos ombros e 51mm na parte inferior. Deve estar de acordo com as normas da FIA 8853/98.

#### 1.3.4.2 Equipamento do Piloto

Sempre que o piloto estiver dentro da cabina com o motor em funcionamento, ele deve estar equipado de capacete, um fato próprio e homologado pela FIA Standard 8856-1986 ou FIA Standard 8856-2000 ou SFI 3-2A/1, luvas e sapatos. Todos estes acessórios têm de proteger o piloto em caso de fogo.

O piloto tem de conseguir sair do veículo sem assistência de ninguém e em qualquer posição do veículo. O uso de um gorro anti-fogo é obrigatório, protegendo assim o piloto de queimaduras graves na face e pescoço.

#### 1.3.4.3 Visibilidade do Piloto

O condutor deve ter boa visibilidade tanto para a frente como para ambos os lados. Esse campo de visão não deve ser inferior a um ângulo de 200°.

É permitida a utilização de espelhos retrovisores.

#### 1.3.4.4 Restrições da Cabeça do Piloto

Junto ao encosto do capacete do piloto tem de existir um material com boas capacidades de absorção de energia minimizando assim lesões graves que o piloto possa

sofrer. Esse material tem de ter uma área superior a  $2320 \text{ mm}^2$ , e um mínimo de espessura de 38mm. A distância máxima permitida é de 25 mm do capacete. Esse conjunto terá de absorver uma força perpendicular à superfície de 890N.

#### 1.3.4.5 Protecção dos Aros

Os aros que possam estar em contacto com o capacete do piloto devem estar também revestidos de material absorvedor de energia num mínimo em espessura de 12mm.

#### 1.3.4.6 Fundo do Veículo

O veículo tem de estar fechado em baixo, podendo para o caso utilizar-se apenas um único painel ou vários painéis. Se se utilizarem vários painéis apenas pode existir uma margem máxima de 3mm entre os painéis. Os painéis devem ser feitos de um material contínuo e não de um material frágil.

#### 1.3.4.7 Volante

O volante tem de ter forma circular ou oval tendo um sistema *Snap-off* que permite retirar o volante rapidamente da coluna de direcção permitindo que o piloto saia mais rapidamente do veículo.

#### 1.3.4.8 Saída do Piloto

Todos os pilotos devem conseguir sair do veículo em menos de 5 segundos.

Este tempo começa a contar quando o piloto está sentado e com as mãos em posição de condução e só para quando o piloto estiver no solo.

#### 1.3.4.9 Estabilidade ao Capotar

O centro de gravidade do veículo deve ser o mais baixo possível para evitar que o veículo capote. A estabilidade do veículo vai ser avaliada usando um teste de inclinação, onde o veículo é inclinado a 60 graus num e em outro sentido, essa inclinação corresponde a uma força de 1,7G's. O teste deve ser feito com o condutor mais alto da equipa na posição de condução normal. A falha neste teste implica uma falha de segurança e a equipa é desqualificada.

#### 1.3.4.10 Interruptores

O veículo deve estar equipado com dois interruptores, qualquer um deles pode parar o motor. A sua localização deverá ser indicada por um triângulo azul com sinal de faísca eléctrica vermelha.

##### 1.3.4.10.1 Interruptor Principal

Este interruptor deve estar situado no lado direito do veículo, à altura do ombro. Deve desligar todos os circuitos eléctricos. A posição "OFF" deve estar devidamente indicada. O interruptor deve de ser do tipo de rodar.

##### 1.3.4.10.2 Interruptor Dentro da Cabina

É o interruptor que deve ser utilizado apenas pelo condutor em caso de emergência ou pânico. Deve cortar a corrente do motor e as bombas de combustível, deve de ser do tipo de pressão. Deve estar situado perto do volante

### 1.3.4.11 Protecção contra o fogo

#### 1.3.4.11.1 Protecção da Cabina

A cabina do piloto deve estar protegida com material anti-fogo, para proteger o piloto do reservatório de combustível, do óleo do motor e de líquidos de refrigeração, pois estes para além de serem inflamáveis podem estar sobre grandes pressões e serem projectados para cima do condutor.

#### 1.3.4.11.2 Extintores

Cada equipa deve ter pelo menos dois extintores de 0,9Kg de pó químico ou 1,75 litros de espuma deve indicar a pressão e o selo de validade.

### 1.3.4.12 Bateria

A bateria deve estar bem segura, se necessário criar um compartimento para esta ficar mais segura. Se se utilizar bateria com líquido (ácido) e se a bateria estiver dentro da cabina do piloto, esta bateria para além das regras anteriormente referidas deve ter o compartimento para acomodar a bateria. Os pólos devem estar bem isolados.

### 1.3.4.13 Acesso aos Comandos

Todos os comandos devem estar situados para ser accionados dentro da cabina, sem que nenhuma parte do piloto tenha de sair da cabina.

#### 1.3.4.14 Assento

O ponto mais baixo do assento do veículo deve estar à altura da protecção lateral (a mais baixa) ou deve ter um tubo por baixo do ponto mais baixo do assento.

#### 1.3.4.15 Protecção das Pernas do Piloto

Todos os componentes na parte da frente do veículo devem estar separados com uma chapa a 100mm dos pedais para proteger as pernas do condutor.

### 1.3.5 Transmissão

#### 1.3.5.1 Motor e Transmissão

##### 1.3.5.1.1 Limitações do Motor

Os motores não podem exceder os 610cc, nem pode haver qualquer outra fonte motora eléctrica.

##### 1.3.5.1.2 Inspeção do Motor

A organização pode inspeccionar o motor, para tal utiliza uma ferramenta com 1% de erro e convém desenhar o veículo de modo a deixar o motor com livre 381mm em altura, 30 mm de diâmetro na zona das velas, reduzindo assim o tempo de inspecção.

##### 1.3.5.1.3 Transmissão e Diferencial

Qualquer tipo de transmissão e diferencial podem ser usados. Tendo apenas de os proteger com protecções em plástico, incluindo os parafusos da polia movida.

#### 1.3.5.1.4 Limitações da Lubrificação e Refrigeração

A lubrificação do motor tem de ter o reservatório correcto e este tem de estar bem selado para evitar manchas de óleo na competição. A lubrificação do diferencial também tem de estar bem vedada e a lubrificação da transmissão, quando necessária, deve ser protegida, evitando assim o problema mencionado anteriormente.

Quanto aos fluidos de refrigeração do motor, só se pode utilizar água, água destilada ou 0,015 litros de liquido de refrigeração por cada litro de água.

#### 1.3.5.1.5 Motor de Arranque

O motor do veículo tem de ter motor de arranque incorporado, sem assistência de alguém situado no exterior do veículo.

### 1.3.5.2 Combustível

O combustível é fornecido pelos organizadores da prova. É proibido a utilização de óxido nitroso ou qualquer outro aditivo.

A temperatura do combustível não pode ser alterada, para melhorar a economia do combustível.

### 1.3.5.3 Sistema de Combustível

#### 1.3.5.3.1 Depósito de Combustível

Qualquer volume de depósito de combustível é permitido, deve ter um dispositivo para vaziar o combustível do depósito.



#### 1.3.5.3.2 Garganta e Nível no Depósito

Todos os tanques de combustível devem ter uma garganta de enchimento com diâmetro de pelo menos 38mm e altura de pelo menos 125mm, posicionado na vertical ou com um ângulo máximo de até 45 graus. Deve ter na garganta um nível com pelo menos 75mm e de diâmetro 6mm no mínimo.

#### 1.3.5.3.3 Linha Nivelada do Combustível

Uma linha permanente e não móvel do nível de combustível deve se situar entre os 12,7mm e os 25,4 mm abaixo da garganta. Esta linha será usada como a linha para o teste da inclinação. E serve também para na prova de resistência medir o consumo de combustível.

#### 1.3.5.3.4 Exigência para Atestar o Depósito de Combustível

O combustível tem de ser colocado no depósito sem remover o depósito de combustível.

#### 1.3.5.3.5 Prevenção de Derrame de Combustível

O sistema de combustível deve ser projectado de modo a prevenir o derrame de combustível durante o reabastecimento.

#### 1.3.5.3.6 Sistema de Ventilação

O tanque de combustível e os carburadores devem estar projectados para suportar acelerações laterais, sem derramar combustível.

Todos os tubos de respiradores de combustível devem ter uma válvula, para quando o tanque for invertido não saia qualquer combustível.

#### **1.3.5.3.6.1            Teste de Inclinação a Nível de Todos os Fluidos**

Durante a inspecção técnica o veículo tem de passar num teste em que é inclinado a um ângulo de 45° e não pode verter qualquer líquido. Todos os reservatórios têm de estar completamente cheios.

#### **1.3.5.3.7            Circuitos de Combustível, Acessórios e Protecções**

Não se podem utilizar circuitos de combustível de plástico entre o motor e o reservatório de combustível, apenas tubos de borracha próprios para fazer a transferência segura do combustível sem qualquer perigo, deve-se também prender as extremidades com abraçadeiras. Todos os circuitos devem estar protegidos contra as colisões, aquecimentos e elementos rotativos que possam romper os tubos, provocando derrame de combustível.

#### **1.3.5.3.8            Exigências do Sistema de Injecção do Combustível**

A injecção do combustível deve preencher os seguintes requisitos:

Os Circuitos de combustível devem ser feitos de mangueira flexível (de borracha) e resistente.

Se os circuitos de combustível forem de metal não pode haver sítios dobrados que possam danificar o metal exterior.

O distribuidor de entrada de combustível deve estar bem fixo ao motor.

#### **1.3.5.3.9            Exigências da Posição de Entrada de Ar e do Sistema de Combustível**

Todas as entradas de ar para o motor devem estar dentro de uma área limitada por um tipo de envelope que na traseira do veículo vai do limite exterior dos pneus até ao topo e na lateral da parte mais alta dos pneus até ao topo, fazendo um tipo de envelope.

Os tanques de combustível devem estar protegidos de colisões.

#### 1.3.5.4 Acelerador

##### 1.3.5.4.1 Carburador

O motor do veículo deve estar equipado com carburador e este carburador pode ter qualquer geometria.

##### 1.3.5.4.2 Sistema de Acelerador

O acelerador deve ser actuado mecanicamente através de um cabo. ETC (controlo do acelerador electronicamente) não é permitido.

O cabo do acelerador deve estar protegido por uma malha ou guia de cabos para não sofrer perfurações e deve ter associado pelo menos duas molas para recuperar o curso normal.

Os cabos devem de estar a pelo menos uma distância de segurança de pelo menos 50,8mm de fontes de calor com o sistema de escape.

Um batente deve ser colocado no pedal para não forçar o cabo.

##### 1.3.5.4.3 Entrada de Ar

Para se limitar a potência do motor, deve-se utilizar um limitador circular na entrada de ar, ou seja todo o ar que entra no motor tem de passar por esse orifício.

O tamanho máximo dessa entrada é de 20mm caso o veículo utilize gasolina normal e de 19mm caso o veículo utilize o combustível E-85.

Para fins de verificação técnica esta entrada tem de estar visível.

Se tivermos mais de um motor a entrada de ar dos dois motores deve passar por uma única entrada com o diâmetro acima referido.

##### 1.3.5.4.4 Turbos e Compressores Volumétricos

Turbos e compressores volumétricos são permitidos, quando estes são desenhados pelas equipas. Os motores que são comprados já com compressor não são permitidos.

A única sequência permitida é acelerador, limitador, compressor, motor.

### 1.3.5.5 Sistema de Escape

#### 1.3.5.5.1 Painela de Escape (Silenciador)

O veículo deve estar equipado com painela de escape ligado aos colectores para reduzir o ruído para um nível aceitável.

#### 1.3.5.5.2 Saída de Escape

A saída de escape não deve prejudicar o condutor. E não deve sair mais de 60 cm do eixo traseiro e a elevação não deve ser superior a 60cm do chão.

Deve ainda estar protegido para ninguém se queimar.

#### 1.3.5.5.3 Nível de Som

As medições são feitas com um sensor colocado a 0,5 m a 45° de ângulo. O motor deve estar com uma velocidade média do pistão de 914,4 m/min. O nível máximo de som permitido é de 110dBA.

### 1.3.6 Identificação do Veículo

#### 1.3.6.1 Número do Veículo

A cada veículo será atribuído um número quando entram na competição esse número deve estar em 3 locais nas duas laterais e à frente. A altura deve ser de 152,4 mm e o tipo de letra dos números deve ser normal, isto é sem estar sublinhado, sem itálico, sem sombras, apenas simples.

O espaço entre números deve de ser de 20 mm podendo-se apenas utilizar duas cores, preto e branco, sendo uma de fundo e outra das letras, a escolha depende da equipa. Os números devem estar bem visíveis.

#### 1.3.6.2 Nome da Escola

O nome da escola ou as iniciais deve aparecer em letra romana com a altura de pelo menos 50,8 mm nas duas laterais do veículo.

#### 1.3.6.3 Logótipo SAE

O logótipo da SAE deve estar colocado na parte frontal do veículo e/ou nos dois lados do veículo.

#### 1.3.6.4 Autocolante de Inspeção Técnica

Parte da frente do veículo tem de ter um quadrado de pelo menos 254mm de largura x 203mm comprimento no nariz do veículo alinhado com o eixo de simetria do veículo.

### 1.3.7 Geral

#### 1.3.7.1 Aerodinâmica e Efeitos Solo

Os requisitos aerodinâmicos devem satisfazer os seguintes requisitos:

##### 1.3.7.1.1 Localização

Nenhuma asa aerodinâmica pode estar situada para além das extremidades das rodas traseiras e na frente só podem estar até 460mm da frente das rodas dianteiras.

Nenhuma peça aerodinâmica pode sair da superfície exterior das rodas (largura máxima é a largura entre eixos).

#### 1.3.7.1.2 Requisitos da Saída do Piloto

A saída do veículo dentro do tempo estipulado no ponto 1.3.4.7.

Saída do condutor, não deve requerer que seja desmontada alguma peça aerodinâmica com a saída do piloto. Ou seja, as asas aerodinâmicas devem estar colocadas de tal forma que em caso de acidente as asas não deformem e impeçam a saída do piloto.

#### 1.3.7.1.3 Bordo da Asa – Raios Mínimos

Todas as asas devem ter um bordo com um raio mínimo de 12,7mm. Os bordos principais da asa devem ter no máximo 45° num plano paralelo ao do chão.

#### 1.3.7.1.4 Outras Limitações dos Raios dos Bordos

Todas as asas afiadas, placas aerodinâmicas, alhetas de Gurney e todos os acessórios aerodinâmicos devem ter um raio no bordo de 3mm ou seja pelo menos 6mm de espessura.

#### 1.3.7.1.5 Segurança do Bordo da Asa

Nenhum bordo de raio pequeno pode ser incluído em qualquer sítio do veículo sob pena de estar a violar a regra referida em cima.

#### 1.3.7.1.6 Dispositivos de Efeito Solo – Proibidos

Nenhum aparelho pode remover o ar debaixo do veículo.

### 1.3.7.2 Parafusos

#### 1.3.7.2.1 Dimensão dos Parafusos

Todos os parafusos que entrem no sistema de direcção, travões, arnês e suspensão tem de corresponder ou exceder a classe de resistência 8.8. Ou seja  $800 \text{ N/mm}^2$  de tensão de rotura à tracção e 80% desse valor ( $640 \text{ N/mm}^2$ ) como tensão de cedência.

#### 1.3.7.2.2 Segurança nos Parafusos

Todos os parafusos e porcas críticos no sistema de direcção, travões arnês e suspensão devem ter sistemas de protecção. Para uma melhor segurança dos pontos de fixação deve-se usar porcas com freio, contra-porca com efeito binário, pino e contra pino. O uso de material monocomponente anaeróbico, tixotrópico, para travar roscas fornecendo resistência à desmontagem (*loctite*®) é permitido.

As porcas após apertadas, tem de ficar com pelo menos dois fios de rosca visíveis.

### 1.3.7.3 Reparações e Modificações

- a) Depois do veículo ser apresentado e inspeccionado pela inspecção técnica e de estar aprovado para competir nas provas dinâmicas, as únicas modificações permitidas no veículo são anotadas no Formulário de Inspeção.
- b) As únicas modificações que se podem fazer depois de o veículo estar aprovado pela inspecção técnica são:

- |  |  |
|--|--|
| • Ajuste da pressão dos pneus  | • Ajustes nas asas aerodinâmicas                   |
| • Ajuste nos travões.  | • Reabastecimento de fluidos                       |
| • Ajuste na suspensão (molas, barras estabilizadoras)                        | • Substituição de pneus usados e pastilhas usadas. |
| • Ajuste dos espelhos  | • Ajuste na correia e ou corrente                  |
| • Ajuste nos parâmetros do motor (mistura de combustível e tempo de ignição) |  |

O veículo deve manter as especificações inspeccionadas anteriormente como altura ao chão, curso de suspensão, tempo de travagem e o nível de som.

- c) Em caso de dano o veículo precisar de reparação, terá de ser submetido a nova inspecção técnica.

#### 1.3.7.4 Gás Comprimido e Circuitos

Todos os sistemas com gás comprimido devem seguir os seguintes requisitos:

- a) O gás tem de ser não pode ser inflamável.
- b) O reservatório do gás tem de ser feito para a pressão que vai trabalhar, testado e certificado em laboratório.
- c) O regulador de pressão tem de estar directamente montado no reservatório do gás.
- d) O reservatório deve estar montado ao quadro ou ao motor
- e) As saídas do gás não podem estar viradas para o condutor.
- f) O reservatório deve estar afastado de fontes de calor.
- g) O circuito deve estar testado para a pressão a que vai trabalhar protegidos de qualquer dano que possam ocorrer.

#### 1.3.7.5 Bombas Hidráulicas e Circuitos de Alta Pressão

O condutor e qualquer outra pessoa que esteja na parte exterior do veículo devem ser protegidos de todas as bombas hidráulicas e dos circuitos de alta pressão, sendo essa pressão de pelo menos 1mm de aço ou alumínio. Excepto o circuito de travões que por razões óbvias não podem estar protegidos junto das rodas.

#### 1.3.8 Transponder

O transponder é uma peça que tem de ser colocada no veículo para ser mais fácil se cronometrar o tempo, nas provas dinâmicas.



Só se pode usar os transponders AMB TranX260 com bateria recarregada ou AMB TranX260 que se liga directamente à bateria.

Cada equipa é responsável pela montagem do transponder e este tem de ser montado com os números voltados para cima, do lado direito do condutor e junto ao arco de protecção frontal. Devido ao material do chassis deve haver uma abertura para a leitura do transponder ser feita sem qualquer problema. Esse furo deve ter uma dimensão de 102mm em diâmetro e o transponder deve estar protegido com um material transparente. Esse local tem de estar protegido dos obstáculos.

## 1.4 Provas Estáticas

Os veículos são avaliados num conjunto de provas estáticas incluindo Inspeção técnica, Apresentação (Prova de Marketing), Projecto de Engenharia (Prova de Design) e Análise de Custos e Fabrico e para além destas provas são ainda avaliados em vários tipos de provas dinâmicas desde a prova de aceleração até ao importantíssimo “Endurance”. Estas provas são pontuadas com a finalidade de determinar qual a performance do veículo.

A pontuação máxima possível em cada prova encontra-se seguidamente esquematizada.

**Tabela 1.4 – Pontuações máximas possíveis em cada prova**

<b>Provas Estáticas</b>	<b>Nome</b>	<b>Pontuação</b>
	Inspeção Técnica	0
	Apresentação (Prova de Marketing)	75
	Projecto de Engenharia (Prova de Design)	150
	Análise de Custos e Fabrico	100
<b>Provas Dinâmicas</b>	Aceleração	75
	Skid-Pad	50
	Autocross	150
	Economia de Combustível	50
	Resistência (Endurance)	350
		<b>Total = 1000</b>

### 1.4.1 Prova de Inspeção Técnica (0 Pontos)

O objectivo da inspeção técnica é determinar se o veículo cumpre todas as regras, exigências e limitações estabelecidas pela FSAE. Cada veículo deve passar todas as partes de inspeção e teste e apresentar o autocolante de inspeção antes de ser autorizado a realizar qualquer prova dinâmica ou a correr na pista de treino. A inspeção técnica irá examinar todos os parâmetros incluídos no formulário de inspeção bem como outros parâmetros que os inspectores queiram assegurar de modo a garantir a conformidade com as regras.

Uma vez aprovado na inspeção e excepto modificações e reparações permitidas pelo ponto 3.7.3 do regulamento, o veículo terá de se manter em conformidade com o modelo aprovado durante toda a competição e não poderá sofrer modificações.

O veículo deverá apresentar-se para a inspeção técnica na sua condição final ou seja completamente montado, pronto para correr. Se alguma parte do veículo não cumprir as regras a equipa deverá corrigir o problema e submeter o veículo reinspeção.

Após a aprovação do veículo será colado uma vinheta na parte superior da sua zona frontal na área especificada no ponto 3.6.4 do regulamento a qual se deverá manter colada durante toda a competição, validando a inspeção técnica efectuada anteriormente. A inspeção técnica consiste em três partes como se descreve seguidamente.

#### **Parte 1 – Inspeção preliminar**

Cada veículo será inspeccionado para verificar se cumpre com o estipulado nas regras. Esta inspeção inclui a verificação do equipamento do piloto de acordo com o ponto 3.4.2 do regulamento, e um teste ao tempo de evacuação do piloto conforme o ponto 3.4.7 do mesmo regulamento.

O veículo terá de ser aprovado nesta fase para poder ser inspeccionado nas fases seguintes.

#### **Parte 2 – Ensaio em plataforma inclinada**

Cada veículo será testado de modo a assegurar que satisfaz a regra de retenção de combustível e fluidos com a plataforma com uma inclinação de 45° (Regra 1.3.5.3.6.1) e de 60° (Regra 1.3.4.8.1). O veículo só pode ser inspeccionado na parte 3 se já tiver anteriormente obtido aprovação na parte 1 e 2.



**Figura 1.1 – Ensaio na plataforma inclinada.**

### **Parte 3 – Ensaio de ruído, do interruptor geral e da travagem**

O ensaio do ruído será realizado de acordo com o método especificado na Regra 1.3.5.5.3. Se o veículo obtiver a aprovação neste ensaio, será seguidamente efectuado o ensaio do interruptor geral, de acordo com a Regra 1.3.4.9. Se o veículo tiver obtido aprovação em ambos os ensaios anteriormente referidos, será realizado o ensaio de travagem de acordo com a Regra 1.3.2.5.

#### **1.4.2 Prova de Apresentação (75 Pontos)**

Nesta prova os concorrentes terão de realizar uma apresentação para executivos de um fabricante imaginário. A apresentação terá um tempo máximo de 10 minutos após o qual existirá um período de 5 minutos no qual os juízes irão colocar questões sobre o projecto.

A apresentação deverá englobar todos os factores que irão influenciar o marketing e a produção do projecto apresentado. Os concorrentes deverão demonstrar um conhecimento do mercado e do cliente alvo do projecto e mostrar como o seu projecto encaixa no mercado alvo. A equipa deverá convencer os juízes de que o seu protótipo representa uma proposta rentável de fabrico. A equipa que realizar a melhor apresentação (não obstante a qualidade do carro) irá ganhar esta prova. A pontuação da prova é obtida pela média dos dois ou três formulários preenchidos pelos juízes. O máximo de pontuação proveniente dos formulários dos juízes é de 50 pontos.

A pontuação obtida nesta prova é dada pela fórmula seguinte.

$$\text{Pontuação da Prova de Apresentação} = 75 \cdot P_{\text{your}} / P_{\text{max}}$$

Em que:

$P_{\text{your}}$  – Pontuação atribuída à equipa a pontuar;

$P_{\text{max}}$  – Pontuação mais elevada atribuída a qualquer equipa.

### 1.4.3 Prova de Projecto de Engenharia ou Design (150 Pontos)

O objectivo desta prova é avaliar o esforço desenvolvido em termos de projecto de engenharia evidenciado na solução construtiva adoptada para o veículo submetido a concurso e como a solução desenvolvida se adequa ao mercado alvo. O veículo que demonstrar a melhor utilização da engenharia de modo a ir ao encontro dos parâmetros estipulados pela prova e demonstrar a melhor compreensão do projecto perante os membros da equipa de avaliação irá ser o vencedor desta prova. A avaliação começa com uma revisão do projecto antes da prova. O principal documento necessário para a revisão do projecto é o relatório de projecto.

O referido relatório não deverá exceder o limite de 8 páginas, sendo no máximo 4 páginas de texto, 3 páginas de desenhos e 1 página opcional com conteúdo definido pela equipa (fotografias, gráficos, etc). Este documento deverá conter uma breve descrição do veículo com a discussão de qualquer característica importante do projecto, e soluções construtivas adoptadas. Basicamente este documento deverá ser um “resumo” do veículo projectado.

Para além deste documento deverá ser apresentada uma folha completa de especificações do projecto. A folha a utilizar será do modelo criado pela FSAE, não devendo ser alterada e apresentar preenchidos apenas os campos indicados no referido modelo.

O relatório de projecto deverá ser submetido electronicamente no formato Adobe Acrobat® Reader (\*.pdf) e a folha de especificações do projecto deverá ser submetida também electronicamente no formato Microsoft Excel® (\*.xls) devendo ser identificadas em primeiro lugar pelo número do carro e em segundo pelo nome da universidade como no exemplo seguinte: 001\_Universidade Nova de Lisboa.pdf , 001\_Universidade Nova de Lisboa\_spec.xls.

As equipas que não enviem o relatório de projecto e a folha de especificações de projecto, ou que a enviem fora do período indicado pela organização da competição não irão competir na prova de Design recebendo uma pontuação de 0 pontos. Equipas que submetam quer o seu relatório de projecto quer a folha de especificações de projecto mas aqueles elementos sejam considerados pelos juízes, insatisfatórios, não irão competir na prova de Design mas receberão uma pontuação que pode variar entre 5 a 20 pontos pelo esforço desenvolvido.

Os juízes vão avaliar o esforço desenvolvido em termos de projecto de engenharia evidenciado nas soluções construtivas adoptadas tendo por base o relatório de projecto, a folha de especificação de projecto, respostas a questões e uma inspecção ao veículo. Na inspecção ao veículo os juízes irão avaliar se as referidas soluções construtivas se encontram ajustadas à aplicação pretendida.

#### 1.4.4 Prova de Análise de Custos e Fabrico (100 Pontos)

Esta prova tem dois objectivos principais. O primeiro é ensinar aos concorrentes que o custo e orçamentação são factores relevantes que devem ser tidos em conta em qualquer exercício de projecto e o segundo fazer com que os concorrentes aprendam as técnicas e processos de fabrico de alguns componentes que optaram por comprar em vez de os fabricarem.

A prova consiste em obter uma estimativa exacta do custo do veículo para uma produção limitada. Cada equipa terá de preparar um relatório de custos do seu veículo que será avaliado pelos juízes. Desta forma a prova encontra-se dividida em duas partes, a primeira que consiste na elaboração e envio de um relatório escrito de custos que será enviado aos juízes antes da competição, e uma segunda que engloba uma discussão na competição com os juízes à volta do veículo. Isto avalia não só o custo do carro mas também a habilidade das equipas na preparação exacta dos custos englobados no projecto e respectiva produção. A pontuação desta prova é dada de acordo com a tabela 1.5.

**Tabela 1.5 – Análise de custos e de fabrico**

$30 \cdot \frac{(25,000 - P_{your})}{(25,000 - P_{min})}$	30 Pontos	Menor Custo – Cada universidade participante vai ser classificada no ranking pelo custo total ajustado do BOM e pelos pontos de 0 a 30 dados pela fórmula da esquerda em que $P_{your}$ representa o custo ajustado do veículo a pontuar (com penalizações), $P_{min}$ representa o custo ajustado do carro em concurso que apresenta o custo mais baixo. Se $P_{your}$ for superior a €21000 o veículo é desclassificado desta prova.
	30 Pontos	Relatório de Custos – A pontuação do relatório será dada com base na sua qualidade, exactidão e clareza.
	20 Pontos	Inspeção visual no dia de prova – Os carros serão inspeccionados em relação aos sistemas e componentes incorporados e à sua exequibilidade.
	20 Pontos	As equipas deverão estar preparadas para discutirem em pormenor os processos de fabrico de dois componentes escolhidos ao acaso da lista 4.3.5 do regulamento.
Total	100 Pontos	

### 1.4.5 Relatório de Custos e BOM

O relatório de custos deve ser um reflexo do veículo que a equipa trouxe para a competição. Este relatório deve ser elaborado de acordo com o referido no ponto 4.3.4 do regulamento. Em termos gerais o relatório de custos deve cumprir os objectivos seguintes.

- Reflectir o protótipo actual trazido pela equipa para a competição em termos de especificações;
- Listar e orçamentar cada parte do veículo, incluindo qualquer equipamento montado no veículo em qualquer momento durante a competição exceptuando alguns componentes isentos de custos referidos no ponto 4.3.7 do regulamento;

- Ser baseado no custo estimado dos materiais, fabrico e montagem do veículo. Estes custos devem ser calculados de acordo com o definido no ponto 4.3.6 do regulamento;
- Basear-se nas técnicas de fabrico actuais do protótipo, como exemplo partes do protótipo obtidas através de fundição devem ser orçamentadas como fundidas, e peças fabricadas devem ser orçamentadas como fabricadas;

#### 1.4.5.1 Discussão na Competição

Durante a discussão os juízes da prova irão seguir o seguinte procedimento:

- Verificar se as especificações do veículo referidas no relatório de custos reflectem exactamente o veículo apresentado na competição;
- Verificar a exequibilidade de fabrico do veículo;
- Exigir à equipa que descreva os processos de fabrico envolvidos na produção de dois componentes escolhidos da lista abaixo, que representa elementos que são normalmente adquiridos pelas equipas. Os dois componentes para cada equipa serão escolhidos ao acaso ao longo da prova.

1. Filtro do Combustível;
2. Mola de suspensão;
3. Luz de Travagem;
4. Bomba central do sistema de travagem;
5. Vela de ignição;
6. Sistema de segurança do volante;
7. Cabo do acelerador;
8. Cinto de segurança;

A equipa deverá apresentar o seu veículo no tempo designado pelos juízes de custo para a revisão do relatório de custos. Equipas que não compareçam para a revisão deste relatório poderão perder todos os pontos da prova de custos obtidos nesse dia.

### 1.4.5.2 Cálculo de Custos

Os custos que devem ser especificados no relatório de custos compreendem o custo do componente, o custo de montar esse componente numa submontagem, numa montagem ou no próprio veículo.

#### 1.4.5.2.1 Custo dos componentes

O custo dos componentes consiste no custo do material e no custo do processo(s) para fabricar esse componente. O tempo para carregar, descarregar, maquinar, pintar, fabricar, etc. é um custo de 23,94 €/hora (\$35/hora) se não for um custo explícito na tabela de custos de operações. A tabela referida na secção 4.3.9 do regulamento fornece algumas guias para o custo de várias operações de fabrico. Os componentes do protótipo da equipa podem ser provenientes de diversas fontes. Estes podem ser comprados novos, comprados usados, doados, provenientes de um carro de competição de um ano anterior, modificados a partir de um componente adquirido ou construídos/fabricados a partir de materiais básicos. Os cálculos de custos devem seguir os seguintes tópicos:

- **Comprar um componente novo** – Usar o custo total de venda, mesmo que o componente tenha sido adquirido com desconto;
- **Comprar um componente usado, doado, ou de um carro de competição de um ano anterior** – Usar o custo total de um novo componente com exactamente a mesma especificação;
- **Componente modificado a partir de um comprado** – Usar o custo total do componente como no tópico acima, mais o custo total das modificações referidas na tabela de custos de operações na secção 4.3.9 do regulamento;
- **Componente produzido/fabricado** – Utilizar a tabela do custo comum dos materiais da secção 4.3.9 do regulamento para determinar o custo básico dos materiais, tendo em conta que o peso do material deve incluir algum desperdício por ser cortado e maquinado. Se o material não se encontrar listado na tabela da secção 4.3.9 um recibo para o material utilizado deve ser fornecido. O custo de fabrico do componente deve depois ser adicionado usando as taxas existentes na tabela de custos de operações de fabrico. O custo



dos componentes utilizado deve ser o seu custo total não sendo considerado qualquer desconto. Notar que para o cálculo dos custos de produção para modificar ou fabricar um componente, a equipa deverá assumir que o processo foi ajustado e reflecte o tempo que levaria se o componente em questão fosse fabricado em série.

**Tabela 1.6 – Custos de operações de fabrico**

<b>Operação de fabrico</b>	<b>Custo (€)</b>	<b>Custo (\$ US)</b>
Mão-de-obra (Qualquer actividade)	23,94 € / h	\$35,00 / h
Máquina CNC	47,88 € / h	\$70,00 / h
Trabalho assistido por computador (ex: corte por jacto de água)	47,88 € / h	\$70,00 / h
Soldaduras	0,10 € / cm	\$0,14 / cm
Serrar e cortar tubos	0,11 € / cm	\$0,16 / cm
Dobrar Tubos	0,51 € / dobra	\$0,75 / dobra
Corte não metálico	0,055 € / cm	\$0,08 / cm
Preparação da extremidade do tubo para soldadura	0,51 € / extr	\$0,75 / extr
Furos perfurados com menos de 1" (25,4 mm) de diâmetro de qualquer profundidade	0,24 € / furo	\$0,35 / furo
Furo perfurado com mais de 1" (25,4mm) de diâmetro	0,24 € / pol / furo	\$0,35 / pol / furo
Furo mandrilado	0,24 € / furo	\$0,35 / furo
Furos de conexão	0,24 € / furo	\$0,35 / furo
Corte em chapa de metal	0,14 € / corte	\$0,20 / corte
Perfuração em chapa de metal	0,14 € / furo	\$0,20 / furo
Dobras em folha de metal	0,03 € / dobra	\$0,05 / dobra
Estampagem em folha de metal (custo apenas do processo)	0,0055 € / cm <sup>2</sup>	\$0,008 / cm <sup>2</sup>
Processo de fundição em areia (Custo apenas do processo)	4,52 € / kg	\$6,61 / kg
Processo de fundição sob pressão (Die casting) (custo apenas do processo)	6,03 € / kg	\$8,82 / kg
Processo de moldagem por cera perdida (custo apenas do processo)	12,06 € / kg	\$17,64 / kg
Fundição injectada em molde de plástico (custo apenas do processo)	4,14 € / kg	\$6,06 / kg

**Tabela 1.7 – Custos dos materiais**

<b>Tipo de Material</b>	<b>Custo (€)</b>	<b>Custo (\$ US)</b>
Aço macio (ex.: 1010,1025)	0,205 €/ libra	\$0,30 / libra
Aço de liga (ex.: 4130)	0,41 €/ libra	\$0,60 / libra
Alumínio	0,51 €/ libra	\$0,75 / libra
Magnésio	1,54 €/ libra	\$2,25 / libra
Compósitos sem grafite	60,31 €/ kg	\$88,18 / kg
Compósitos baseados na grafite	150,81 €/ kg	\$220,50 / kg

#### 1.4.5.2.2 Custo de Mão-de-Obra e de Montagem dos Componentes

Devem ser tidos em conta os seguintes aspectos:

- O custo de montagem é de 23,94 €/hora (\$35/hora);
- O custo da montagem de um componente será incluído no custo desse próprio componente;
- A montagem de componentes numa sub montagem será listada numa linha separada de item na secção do BOM onde essa sub montagem aparece;
- A montagem de uma sub montagem ou de uma montagem no veículo deve ser listada como outra linha separada de item na secção do BOM onde essa montagem aparece.

#### 1.4.5.2.3 Artigos Isentos do Relatório de Custos

##### **Acabamentos:**

Qualquer acabamento (pintura, polimento, etc) que tenha como objectivo melhorar a estética do veículo está isento de custos. Acabamentos que tenham como objectivo preservar e proteger o veículo durante um período prolongado de tempo devem entrar no relatório de custos (mão de obra e material utilizado).

### **Sistema de supressão de fogo e extintor:**

Os extintores de mão não são permitidos no veículo de acordo com o referido no ponto 3.4.10.2 do regulamento, mas se o veículo possuir um sistema de supressão de fogo montado no seu interior este não necessita de ser contabilizado no relatório de custos.

### **Pneus e jantes:**

Apenas um jogo de pneus e jantes terá de ser incluído no relatório de custos. Os pneus e as jantes que são declarados como pneus de piso seco segundo a regra 3.2.2 do regulamento devem ser os pneus incluídos no relatório de custos e devem ser os pneus montados no veículo durante a avaliação da prova de análise de custo e fabrico. Outros pneus que eventualmente possam vir a ser utilizados durante a competição como por exemplo pneus de chuva não precisam de ser incluídos no relatório de custos.

### **Aquisição de dados, sistemas de vídeo e rádio:**

Material de aquisição de dados, sistemas de vídeo, rádio e seus sensores não precisam de ser incluídos no relatório de custos.

#### **1.4.5.2.4      Custo do Motor**

O custo do motor depende do nível de performance do motor. O nível de performance do motor é baseado na potência específica constante das especificações técnicas de fábrica do motor, sem qualquer modificação. O motor é considerado de baixa performance se é capaz de desenvolver menos de 5 cavalos por 100cc de cilindrada. Um motor de alta performance é capaz de desenvolver 5 a 10 cavalos por 100cc de cilindrada (ex: motores de motas com duas válvulas por cilindro). Um motor de super performance é aquele capaz de desenvolver mais de 10 cavalos por 100cc de cilindrada (ex. novos motores tecnológicos com 3 ou 4 válvulas por cilindro).

O motor é considerado como sendo adquirido já com todos os componentes e sistemas necessários para correr. Os custos do motor listados na Tabela 1.8 incluem o dispositivo de transmissão/CTV quer ele esteja integrado no motor ou não. No caso dos motores que

venham equipados com um sistema de transmissão integral, diferencial e semi eixos, deve ser estimado o custo do diferencial e dos semi eixos separadamente.

Componentes ligados com o motor e/ou com a transmissão devem ser contabilizados.

Todos os outros componentes: o carburador (ou o sistema de injeção de combustível), a ignição e/ou o sistema eléctrico (incluindo fichas de ligação, cabos, etc.), a utilização de turbo ou sobrealimentação, o colector de admissão, o colector de escape, o sistema de refrigeração (água e óleo), devem ser considerados.

Estes custos devem ser listados separadamente na análise de custos. A tabela seguinte apresenta a listagem de custos para o motor:

**Tabela 1.8 – Custos do motor**

<b>Taxa de Performance</b>	<b>Motor e Transmissão/CVT</b>
<b>Baixa Performance</b>	0,41 € / cc (\$0.60 / cc)
<b>Alta Performance</b>	0,68 € / cc (\$1.00 / cc)
<b>Super Performance</b>	0,85 € / cc (\$1.25 / cc)

#### 1.4.5.2.5 Penalizações

O custo total do veículo não pode exceder € 21000. É imperativo que os juízes tenham o relatório de custos com tempo suficiente de antecedência para uma avaliação apropriada. Equipas que submetam o seu relatório através de correio mais tarde do que a data especificada pela organização serão penalizadas com -10 pontos por cada dia de atraso até ao máximo de – 80 pontos. Equipas que não submetam o relatório de custos para a organização da prova irão receber uma pontuação de – 100 pontos na prova de análise de custos e fabrico.

Se após o envio do relatório de custos por algum motivo seja necessário realizar alguma alteração no veículo que envolva custos, a equipa deverá dar conhecimento à organização da prova enviando para isso a folha modelo preenchida com as respectivas alterações e os correspondentes custos envolvidos.

A partir da lista de materiais os juízes irão determinar se todos os componentes e processos foram incluídos na análise ou se por algum motivo foram utilizados custos baixos (de acordo com a experiência dos juízes). No caso de existir alguma omissão, erro, ou custo abaixo do esperado como razoável os juízes irão atribuir uma penalização de duas vezes o erro de custo.

## 1.5 Provas dinâmicas

### 1.5.1 Prova de Aceleração (75 Pontos)

O objectivo da prova de aceleração é medir a aceleração máxima do veículo através da medição do tempo total que este requer para percorrer uma distância de 75 m em linha recta com pavimento liso estando inicialmente imobilizado. No início da prova parte frontal do veículo deverá estar localizada a 0,30 m atrás da linha de partida. O veículo inicia a prova quando for mostrada a bandeira verde pelo que o tempo de prova iniciará a sua contagem quando o veículo atravessa a linha de partida e terminará quando este cruzar a linha de meta. Não é permitida a utilização de qualquer componente que permita aumentar a aderência dos pneus ao asfalto bem como “burnouts”. Esta prova é constituída por duas fases. Cada fase terá de ter um piloto diferente que poderá correr duas vezes. Se durante a prova for derrubado ou sair da pista algum cone a equipa será penalizada em 2 s por cada cone. Se durante a prova o carro transpuser os limites da pista, este não terá tempo naquela corrida.

A pontuação obtida nesta prova varia entre 0 e 75 pontos e é dada pela seguinte expressão.

$$\text{Pontuação da prova de aceleração} = 71,5 \cdot \frac{(5,8 / T_{\text{your}}) - 1}{(5,8 / T_{\text{min}}) - 1} + 3,5$$

Em que :

$T_{\text{your}}$  – melhor tempo da equipa incluindo as penalizações;

$T_{\text{min}}$  – tempo da prova obtido pelo carro mais rápido.

O tempo máximo de aceleração admitido é de 5,8 s o que corresponde a uma velocidade média de 46,55 km/h. Não são atribuídos pontos negativos nesta prova.

Deste modo mesmo que  $T_{\text{your}}$  seja maior a 5,8 s a equipa receberá 3,5 pontos por ter completado a prova.



Figura 1.2 – Início na prova de arranque



Figura 1.3 – Prova de arranque

### 1.5.2 Prova de Skid-Pad (50 Pontos)

O objectivo desta prova é medir a agilidade de curvar do veículo numa superfície plana enquanto este descreve uma curva de raio constante. Cada carro pode competir em duas fases. Cada fase deve ter um piloto diferente e cada piloto pode fazer duas voltas ao circuito da prova. A pontuação obtida nesta prova é dada pela fórmula seguinte:

$$\text{Pontuação da prova de Skid-pad} = 47,5 \cdot \frac{(6,184 / T_{\text{your}})^2}{(6,184 / T_{\text{min}})^2} + 2,5$$

Em que:

$T_{\text{your}}$  – é a média do tempo da esquerda e da direita da melhor corrida da equipa a pontuar incluindo as penalizações;

$T_{\text{min}}$  – tempo da prova obtido pelo carro mais rápido.



Figura 1.4 - Prova deSkid-Pad; curva para a esquerda



**Figura 1.5 - Prova de Skid-Pad; curva para a direita.**

A aceleração mínima aceitável para obter pontos de performance é 0,90 G's o que corresponde a um tempo de 6,184 s por círculo. Não serão atribuídos pontos negativos de performance. Contudo serão atribuídos 2,5 pontos se o carro completar a corrida que exceda 6,184 s por círculo e se este não for desclassificado por DNF ou seja por ter corrido um número incorrecto de voltas.

### 1.5.3 Prova de Autocross (150 Pontos)

Esta prova é realizada com o objectivo de testar as qualidades de manobrabilidade dos veículos numa pista estreita sem a presença de outros veículos de competição. Esta prova combina aceleração, travagem e manobrabilidade numa única prova. A prova será dividida em duas fases cada uma contendo um piloto diferente.

O veículo terá de se encontrar inicialmente imobilizado de forma a que as suas rodas frontais estejam a 6 m para trás da linha de partida. O tempo de prova começa a contar a partir do momento que o veículo cruza a linha de meta. Serão cronometrados os tempos de duas voltas realizadas seguidamente sendo o melhor tempo o tempo dessa fase. A pontuação obtida nesta prova é dada pela seguinte expressão.

$$\text{Pontuação da Prova de Autocross} = 142,5 \cdot \frac{(T_{\max} / T_{\text{your}}) - 1}{(T_{\max} / T_{\min}) - 1} + 7,5$$



Em que:

$T_{\min}$  – É o tempo corrigido mais baixo obtido por qualquer piloto em qualquer fase;

$T_{\max}$  – É 125% do  $T_{\min}$ ;

$T_{\text{your}}$  – É o tempo corrigido mais baixo de qualquer fase da equipa a ser pontuada;

Não serão atribuídos pontos negativos nesta prova. Se o veículo completar a prova receberá uma pontuação de 7,5 pontos mesmo que o  $T_{\text{your}}$  exceda 125% do  $T_{\min}$ .



**Figura 1.6 - Prova de autocross**



**Figura 1.7 - Exemplo de prova de autocross**



### 1.5.4 Prova de Economia de Combustível e Endurance (400 Pontos)

Embora as provas de economia de combustível e de endurance sejam provas separadas serão realizadas simultaneamente. O objectivo da combinação entre estas duas provas é testar a durabilidade e fiabilidade de todos os veículos em prova e determinar qual a sua eficiência em termo de consumo de combustível.

A pontuação obtida na prova de economia de combustível é baseada na média de litros de combustível gastos por quilómetro durante a prova de endurance. A equação seguinte permite calcular a pontuação obtida através da prova de economia de combustível.

$$\text{Pontuação da Prova de Economia de Combustível} = 50 \cdot \frac{(V_{\max} / V_{\text{your}}) - 1}{(V_{\max} / V_{\min}) - 1}$$

Em que:

$V_{\max}$  – É igual a 5,72 litros e será ajustado para representar 26 litros/100 km

se a pista for mais curta ou mais longa;

$V_{\min}$  – É o menor volume de combustível utilizado por qualquer equipa;

$V_{\text{your}}$  – Volume de combustível gasto pela equipa a ser pontuada;

Veículos que consumam mais de 5,72 litros durante a pista de endurance ou os quais o tempo exceda em 1,333 vezes o tempo da equipa mais rápida irão ser pontuados com 0 pontos na prova de economia de combustível.

A pontuação da prova de endurance é a soma da pontuação do tempo da endurance com a pontuação final de endurance. O tempo da prova de endurance é baseado no tempo das equipas na prova, incluindo as penalizações, comparado com a equipa mais rápida. Um veículo irá receber uma pontuação final na prova de endurance de 50 pontos se o tempo da equipa na prova, incluindo penalizações, for inferior ou igual ao máximo ao tempo estimado. A pontuação total da prova de endurance é calculada de acordo com a seguinte fórmula:

$$\text{Pontuação da Prova de Endurance} = 300 \cdot \frac{(T_{\max} / T_{\text{your}}) - 1}{(T_{\max} / T_{\min}) - 1} + 50$$

Em que:

$T_{\min}$  – É o tempo corrigido mais baixo da equipa mas rápida da prova;

$T_{\text{your}}$  – É o tempo combinado corrigido dos pilotos na fase em que a equipa se encontra a competir;

$T_{\max}$  – É 1,333 vezes o  $T_{\min}$ .

Se  $T_{\text{your}}$  for menor ou igual que  $T_{\max}$  será aplicada a fórmula vista anteriormente. Se  $T_{\text{your}}$  for superior a  $T_{\max}$  a equipa receberá uma pontuação de 0 pontos.



## 2 Componentes associados ao sistema de transmissão

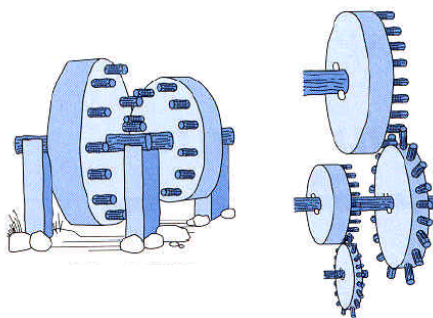
### 2.1 Introdução

Neste capítulo vão ser abordado, em geral, todos os componentes que compõem o sistema de transmissão. Fazem parte deste sistema, todos os componentes do veículo que produzem potência e/ ou a transmitem para as rodas, ou seja, o motor, a caixa de velocidades, a transmissão entre a polia motora e a polia movida, eixos ou semi-eixos, diferenciais e todos os elementos de ligação entre estes componentes.

Vou começar por uma introdução teórica explicando todos os possíveis componentes que podem ser utilizados no sistema de transmissão.

### 2.2 Engrenagens

As engrenagens são órgãos de máquinas que transmitem movimento de um veio para outro por meio de dentes, entre o pinhão, ou polia motora ou carreto e a roda ou polia movida, que entram sucessivamente em contacto uns com os outros.



**Figura 2.1 – Engrenagens primitivas (2600 A.C.) [5]**

A polia motora é a menor das duas rodas em contacto e normalmente está ligado ao motor. A polia movida, ou roda é a maior das duas e transmite a potência ao outro eixo.

As engrenagens permitem velocidades periféricas, velocidades angulares, potências e binários variando desde valores muito baixos até valores muito elevados, abrangendo praticamente toda a gama de valores de interesse prático.

As vantagens são:

- Permitem distâncias entre eixos pequenas.
- Rendimentos muito elevados.
- Longa duração.

Tem ainda fraca resistência às condições ambientais (humidade e poeiras), obrigando assim à criação de dispositivos de protecção e podem necessitar de lubrificação.

### 2.2.1 Materiais das Engrenagens:

**Ferro Fundido:** Menos ruidosas que as de aço inox. Alta resistência à flexão. Boa durabilidade superficial e são as mais baratas.

*Aços Inox com ligas de:*

**Níquel** – Facilita a execução da têmpera e aumenta a resistência à tracção e à fadiga, sem reduzir a plasticidade e a resiliência.

**Crómio** – Facilita a execução da têmpera, aumentando a dureza, ou seja, a resistência aos esforços e ao desgaste, mas dá-lhe mais fragilidade.

**Molibdénio** – Concede aos aços uma textura fina, pelo que também lhes aumenta a dureza, mantendo a plasticidade.

**Bronze:** material não ferroso.

**Plásticos:**

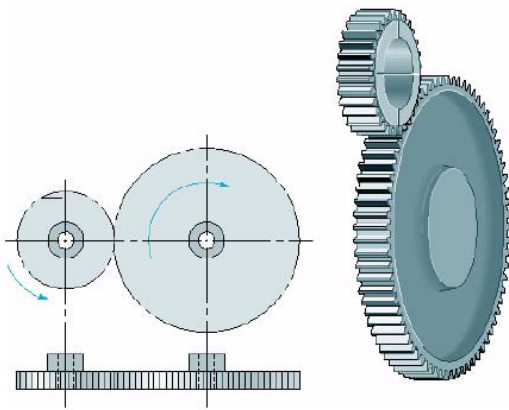
**Nylon** – Resistência ao desgaste, tem um baixo coeficiente de atrito e consequentemente um baixo ruído. Não necessitam de lubrificação para pequenas cargas.

## 2.2.2 Tipos de Engrenagens

### 2.2.2.1 Engrenagens Cilíndricas de Dentes Rectos

São o tipo de engrenagens mais simples e mais comum. Transmitem o movimento entre dois eixos paralelos e os dentes são paralelos ao eixo de rotação.

Estas engrenagens atingem velocidades periféricas na ordem dos 200m/s.



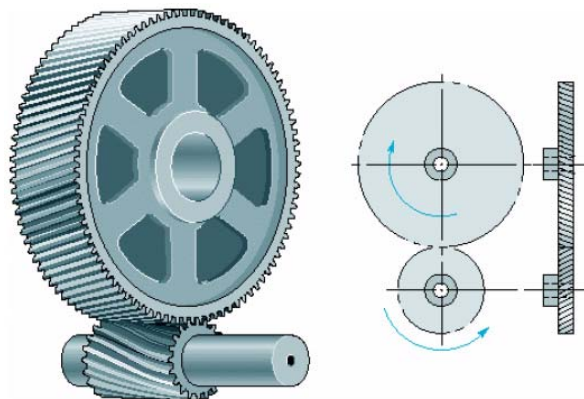
**Figura 2.2 - Engrenagens cilíndricas de Dentes rectos [5]**



**Figura 2.3 – Engrenagens cilíndricas de dentes rectos de um carro telecomandado.**

### 2.2.2.2 Engrenagens Cilíndricas de Dentes Helicoidais

São menos ruidosas que as engrenagens cilíndricas de dentes rectos e os dentes são inclinados com o eixo de rotação. Podem transmitir movimento entre eixos paralelos ou não paralelos.



**Figura 2.4 – Engrenagens cilíndricas de dentes helicoidais. [5]**

### 2.2.2.3 Engrenagens Cónicas de Dentes Rectos

Os dentes estão em superfícies cónicas e podem ser rectos ou em espiral. As engrenagens cónicas são montadas em eixos que se intersectam entre si. Estes podem ser ou não perpendiculares.

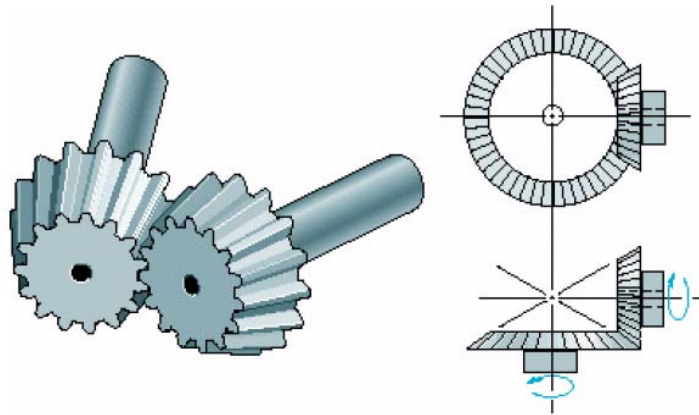


Figura 2.5 – Engrenagens cónicas de dentes rectos. [5]

### 2.2.2.4 Engrenagem Parafuso Sem-Fim

Neste caso a engrenagem é constituído por uma rosca de um parafuso com uma roda dentada especial. Tal como um parafuso, também pode possuir mais que uma rosca. Normalmente é usado para razões de velocidades elevadas, tendo uma eficiência de transmissão elevada. Transmite movimento entre veios que não sejam paralelos nem se intersectem. Vai ser utilizado um sistema semelhante a este na direcção do nosso veículo.

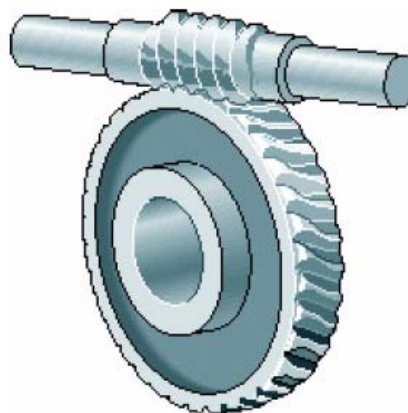


Figura 2.6 – Engrenagem Parafuso Sem-Fim. [5]

## 2.3 Elementos Flexíveis

Estes elementos flexíveis são utilizados quando existe uma distância relativamente grande entre a polia motora e a polia movida, tais como as correntes, cabos ou correias para transmitirem potência. Ao serem empregues estes elementos, estamos a substituir um sistema de engrenagens, ou um dispositivo similar de transmissão de potência, simplificando a máquina e reduzindo os custos.

Existe também outra vantagem que é a de serem elementos elásticos, geralmente longos, e desempenham um papel de absorção de cargas de choque e amortecimento de algumas vibrações. Embora estas vantagens sejam importantes, é na redução dos custos que geralmente supera todas as outras vantagens, embora no nosso caso também interesse o peso e rendimento.

### 2.3.1 Transmissão por Correia

Esta transmissão é geralmente utilizada para transmissão de potência entre dois eixos paralelos, e distanciados de um valor mínimo calculado, dependendo do tipo de correia usada para que a transmissão se faça de maneira eficiente. Funcionam basicamente por atrito.

As principais aplicações são na indústria têxtil, indústria automóvel, máquinas-ferramentas, bombas, compressores, ventiladores, máquinas gráficas, equipamento doméstico, entre outros.

As correias possuem as seguintes características:

- Devem ser usadas para grandes distâncias entre eixos.
- Devido ao deslizamento e à deformação das correias, a velocidade angular não é constante, nem é exactamente igual à razão dos diâmetros das polias.
- Quando se usam correias planas, pode-se obter o efeito de embraiagem passando-se a correia de uma das polias.
- Quando se utilizam correias em V, pode-se obter alguma variação na razão das velocidades angulares pelo emprego de uma pequena polia com as partes laterais sob acção de molas. O diâmetro da polia é então função da tensão na correia e pode ser variado mudando-se a distância entre eixos.



- Usando-se correias, geralmente é necessário algum ajuste da distância entre eixos regularmente ou a utilização de tensores da correia que influenciam no rendimento desta.
- Pode-se obter um meio económico de variar a razão de velocidades utilizando-se polias cónicas.
- Não necessitam de lubrificação e por isso apresentam superioridade no que respeita à resistência às condições ambientais (humidade e poeiras). São menos resistentes à temperatura.
- Tem um funcionamento silencioso.

Na transmissão por polias e correias, a polia que transmite movimento e força é chamada de polia motora ou condutora. Já a polia que recebe o movimento e força é a polia movida ou conduzida.

Os materiais empregues para a construção das polias são ferro fundido, aços, ligas leves e materiais sintéticos. A superfície da polia não deve apresentar porosidades, ou seja tem de ter um nível de acabamento elevado para a correia não sofrer um desgaste prematuro.

### 2.3.1.1 Tipos de Correias:

#### 2.3.1.1.1 Correias Planas:

As **correias planas** são geralmente feitas ou de couro curtido ao crómio com casca de carvalho, ou de tecidos ou cordões, tais como o algodão ou nylon, que são impregnadas de borracha. Alguns destes materiais tem de ser emendados para se obter o tamanho desejado para a correia, outros só são utilizados em correias contínuas. As correias de couro transmitem grande quantidade de potência em velocidades moderadas por um longo período de tempo, porém podem sofrer estiramento ou contracção e geralmente são muito caras. Outros factores que influenciam a selecção de materiais para correias são a vida e a fiabilidade desejada, o tamanho das polias e o custo.

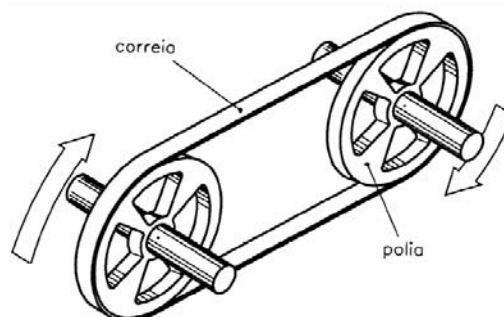
Quando a distância entre eixos é muito grande utilizam-se muitas vezes estas correias. São também muito úteis em instalações de accionamento em grupo, devido ao efeito de engrenagem que se pode obter e à sua adaptabilidade a distâncias relativamente longas. Hoje

em dia devido à conveniência dos accionamentos individuais, as máquinas fabricadas vêm com um accionamento próprio, portanto o uso de correias plana decresceu significativamente nos últimos anos. No entanto, estas correias são muito eficientes para altas velocidades, podem transmitir grandes potências, são bastante flexíveis, não necessitam de grandes polias.

Quando temos uma correia montada na horizontal, a polia motora deve girar de forma a fazer com que o lado submetido à menor tensão, o ramo frouxo, esteja em cima. Quando a distância de eixos é pequena deve-se utilizar um tensor de correia.

Principais características das correias planas:

1. As correias planas apresentam limites superiores de velocidade periférica (devido à força centrífuga) e inferiores (devido ao escorregamento) de respectivamente 90m/s e 5m/s.
2. As potências máximas transmissíveis são aproximadamente 1600kW.
3. A aplicação das correias planas adaptam-se à transmissão do movimento entre veios não complanares com ou sem inversão de sentido.
4. Quanto à temperatura estas correias apresentam uma melhor resistência do que as correias trapezoidais, embora ambas sejam menos resistentes a este parâmetro do que as correntes ou engrenagens.
5. Economicamente são mais favoráveis do que os restantes tipos de transmissões, embora com vida útil inferior e na ordem das 40000 horas.
6. As correias planas são mais fáceis de montar do que as correias trapezoidais, sobretudo quando se trata de polias situadas em veios bi-apoiados.



**Figura 2.7 - Transmissão por correia (plana)**

### 2.3.1.1.2 Correias Trapezoidais:

Uma **correia trapezoidal** é feita do mesmo material que a correia plana e ao contrário das correias planas, as trapezoidais podem operar com polias menores, e podem ser usadas em menores distâncias entre eixo. Além disso, podem-se usar um determinado número de correias para uma mesma polia, constituindo assim um accionador múltiplo. São também contínuas, eliminando assim a junção que deve ser feita em correias planas.

Uma **correia trapezoidal articulada** é composta de um grande número de elos feitos de tecido impregnado com borracha, ligados por grampos metálicos adequados. Podem ser desmontadas em qualquer ponto e ajustadas para qualquer comprimento, removendo-se alguns elos. Isto elimina a necessidade de se terem distâncias entre eixos ajustáveis e simplifica a montagem. Além disso, torna possível ajustar-se a tensão na correia para obter-se a máxima eficiência e também reduz o número de tamanhos de correias.

Principais características das correias trapezoidais:

1. As correias planas apresentam limites superiores de velocidade periférica (devido à força centrífuga) e inferiores (devido ao escorregamento) de respectivamente 25m/s e 5m/s. As potências máximas transmissíveis são aproximadamente de 1100kw
2. A aplicação das correias trapezoidais limita-se apenas a veios paralelos e de preferência horizontais, sem inversão do sentido de rotação.
3. Economicamente são mais favoráveis do que os restantes tipos de transmissões, embora com vida útil inferior.
4. Para pequenas distâncias entre eixos, as correias trapezoidais adaptam-se melhor em virtude de não requererem polias de dimensões tão elevadas.
5. As correias trapezoidais apresentam uma vida que pode variar de 8000 a 10000 horas.

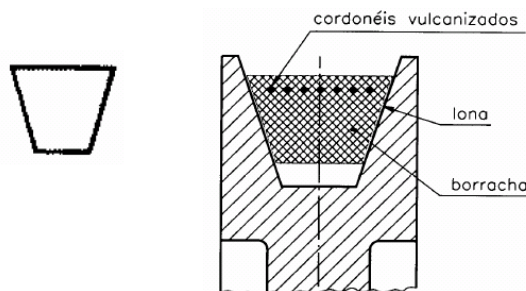


Figura 2.8 – Corte transversal de uma correia trapezoidal na polia

### 2.3.1.1.3 Correias Dentadas

Uma **correia dentada** é uma correia que, como o próprio nome indica, possui dentes que encaixam em outros feitos na superfície das polias. O facto de a correia possuir dentes proporciona uma série de vantagens sobre as correias comuns. Uma destas vantagens é que não é necessária nenhuma tensão inicial, de forma que se podem usar distâncias fixa entre eixos. Além disso elimina-se qualquer restrição à velocidade já que os dentes permitem a sua utilização praticamente a qualquer velocidade, rápida ou lenta. As desvantagens são principalmente o custo e a necessidade de dentes nas polias, que acresce no preço das próprias polias. As correias dentadas são feitas de borrachas e fios de aço para suportar tensões axiais. Têm dentes que encaixam nas polias dentadas feitas de nylon. Isto para não haver escorregamento nem esticarem, logo são superiores às outras correias apresentadas anteriormente.

As principais características das correias dentadas são:

1. As correias dentadas não sofrem escorregamento e a velocidade máxima periférica é de 60m/s.
2. A velocidade máxima angular é de 30000 r.p.m..
3. A potência máxima transmitida é de 300kW.
4. Estas correias têm de ser montadas em veios paralelos e de preferência horizontais.
5. Transmite potência a uma razão de velocidades constante.
6. Não dependem da pré-tensão da correia.
7. Necessita de polias adequadas.
8. Não é necessária lubrificação.
9. Funcionamento silencioso.
10. Eficiência 98%.



Figura 2.9 – Exemplo de uma aplicação de uma correia dentada.

### 2.3.2 Transmissão por Corrente

De entre os diversos tipos de correntes existentes, as mais utilizadas são: Correntes de rolos; Correntes de buchas; Corrente de Elos Livres, Corrente de dentes Corrente Comum.

As correntes de rolos (que são as de maior aplicação prática) resultam da associação alternada de elos interiores e exteriores. Nas características básicas de uma transmissão por corrente, incluem-se a razão de transmissão constante, já que não escorrega nem alonga. Tem a possibilidade de accionar vários eixos a partir de uma única fonte de potência.

As correntes para transmissão foram padronizadas com respeito às suas dimensões pela ANSI (*American National Standards Institute*). Estas correntes são fabricadas em fileiras simples, duplas, triplas ou quádruplas. As principais aplicações são máquina-ferramentas, máquinas agrícolas, compressores, bombas, máquinas para construção civil, máquinas têxteis, veículos motorizados, etc.

Principais características das correntes:

1. As velocidades periféricas estão limitadas a 17m/s e as velocidades angulares a 6000rpm. As potências máximas transmissíveis são aproximadamente de 3700kW.
2. Só podem ser aplicadas entre veios rigorosamente paralelos. Além disso, exigem o perfeito alinhamento dos polias motora e movida (pinhão/roda).
3. Custo intermédio entre as correias e as engrenagens.
4. Permitem ser usadas para distâncias entre eixos menores que as correias em igualdade de potência a transmitir.
5. Apresentam longa duração, até 15000h sem necessidade de trocar a corrente e as polias.
6. Maior fiabilidade que as correias, mas menor do que as engrenagens.
7. A manutenção é fácil apenas exigem lubrificação.
8. Funcionamento mais ruidoso do que as correias.
9. Rendimento elevado 97% a 98%
10. Montagem bastante fácil.



Figura 2.10 – Corrente de rolos e polia movida

### 2.3.2.1 Tipos de Correntes

#### 2.3.2.1.1 Corrente de Rolos

Esta corrente que está representada na imagem em cima é composta por elementos internos e externos, onde as placas são permanentemente ligadas através de pinos e buchas e sobre as buchas são ainda colocados rolos.

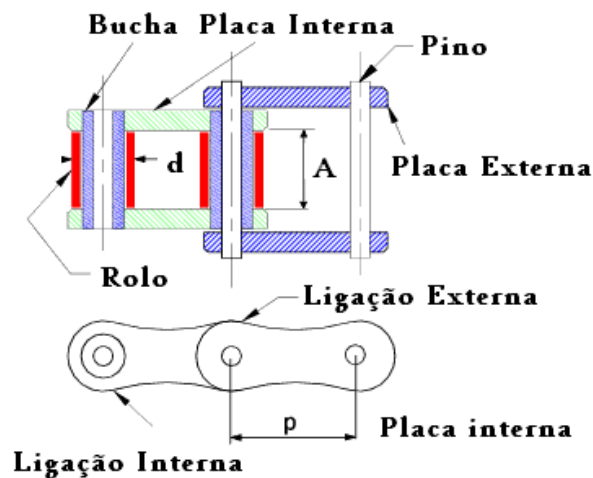


Figura 2.11 – Componentes da corrente de rolos

#### 2.3.2.1.2 Corrente de Dentes

Neste tipo de corrente há, sobre cada pino articulado, várias talas dispostas uma ao lado da outra, onde cada segunda tala pertence ao próximo elo da corrente. Desta maneira, podem ser construídas correntes bem largas e muito resistentes. Além disso, mesmo com o desgaste, o passo fica igual pois entre os elos não há diferença.

Esta corrente permite rotações superiores às permitidas nas correntes de rolos.



Figura 2.12 – Desenhos de uma corrente de dentes. [2]

### 2.3.2.1.3 Corrente de Elos Livres

Esta é uma corrente especial usada para transportadores e, em alguns casos, pode ser usada em transmissão. A sua característica principal é a facilidade de retirar-se qualquer elo.

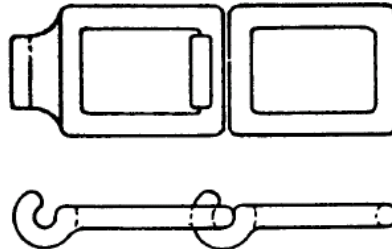


Figura 2.13 – Desenho de uma corrente de elos livres. [2]

### 2.3.2.1.4 Corrente Comum

Conhecida também por cadeia de elos, possui os elos de forma oval soldados. É usada em talas manuais, transportadores e em uma infinidade de aplicações.

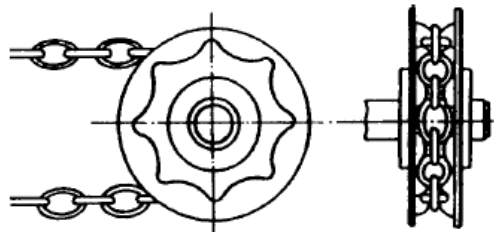


Figura 2.14 – Desenho de uma corrente comum. [2]

### 2.3.2.1.5 Corrente de Blocos

É uma corrente parecida com a corrente de rolos, mas cada par de rolos com os seus elos, forma um sólido (bloco). É usada nos transportadores e os blocos formam base de apoio para os dispositivos usados para transporte.

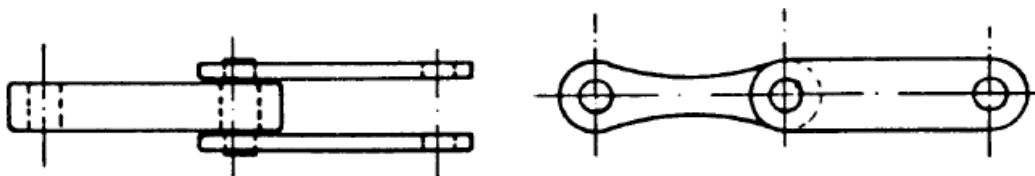


Figura 2.15 – Desenhos de uma corrente de blocos. [2]



### 2.3.3 Transmissão por Cabos de Aço

Estes cabos são usados em polias com ranhuras múltiplas e podem constituir a forma mais económica de transmitir movimento através de longas distâncias e com grande potência. Não é necessário um grande alinhamento das polias já que elas possuem ranhuras e a velocidade do cabo deve ser bastante elevada.

Os cabos de aço são fabricados em dois tipos, quanto ao modo de torcer e enrolar o arame, e estão representados na figura 2.16. O enrolamento diagonal normal ou cruzado, que é aceite como padrão, e ainda o enrolamento *Lang* ou paralelo. Os cabos com o enrolamento *Lang* são mais resistentes ao desgaste por abrasão e à falha por fadiga do que os com enrolamento diagonal, porém, estão mais sujeitos a se dobrarem ou se destorcerem.

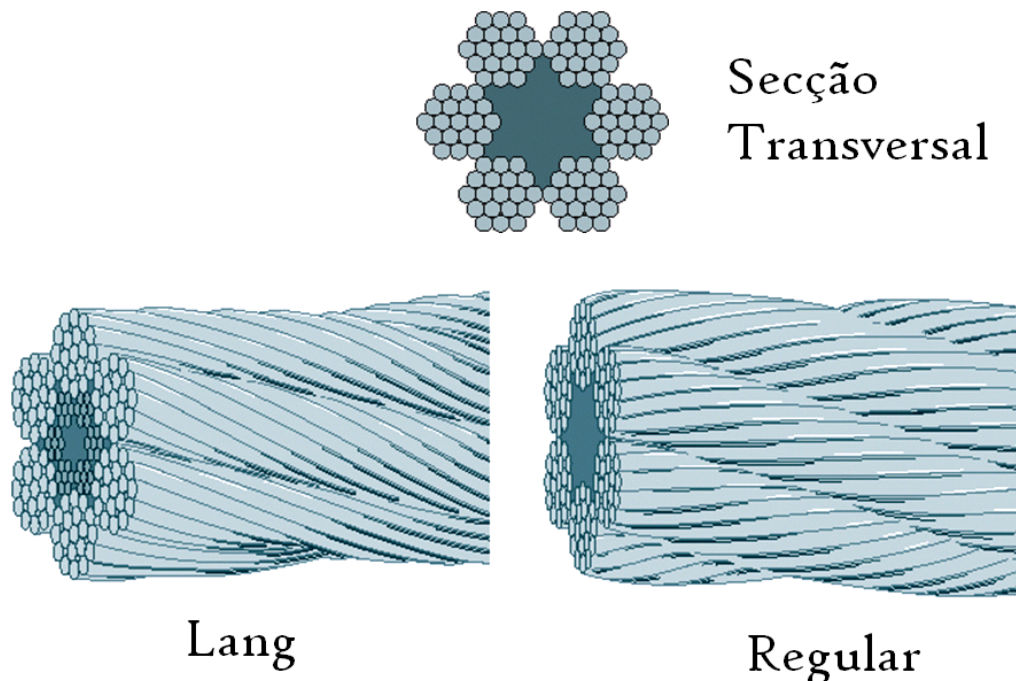


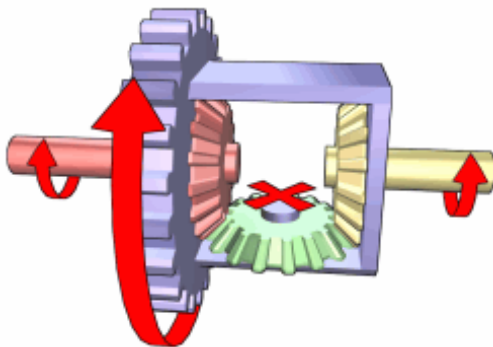
Figura 2.16 – Tipos de enrolamentos nos cabos; Enrolamento Lang e Enrolamento Regular [5]



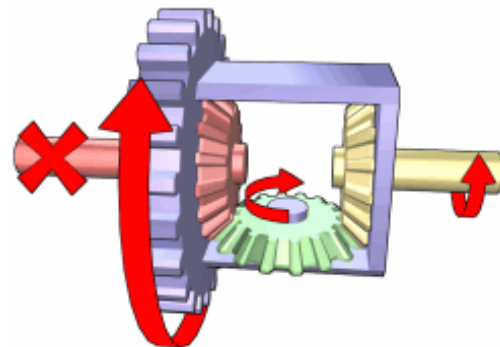
## 2.4 Diferencial

O **Diferencial** é um componente mecânico que distribui a potência vindo da caixa de velocidades pelos dois veios de transmissão (um ligado a cada roda) que compensa a diferença de distâncias percorrida entre as duas rodas do mesmo eixo durante uma curva, onde a roda externa percorre uma distância maior que a interna. A diferença entre as distâncias é compensada no diferencial através de um sistema de engrenagens cónicas. Contudo, o seu funcionamento só é perfeito se a aderência das rodas motrizes for ideal. Se uma das rodas patinar, o diferencial interpreta esse patinar como se a roda estivesse a percorrer uma distância ainda maior e logo fornece a essa roda ainda mais potência. O resultado final é que quando uma das rodas perde aderência, o diferencial funcionará ao contrário do que desejado, levando a que essa roda patine ainda mais.

Sem o trabalho do diferencial a roda interna à curva patinaria tentando percorrer a mesma distância da roda externa ou em casos extremos se a aderência fosse muito boa ocorreria torção ou mesmo a quebra do próprio eixo.



**Figura 2.17 – Comportamento do diferencial com boa aderência em linha recta. [11]**



**Figura 2.18 – Comportamento do diferencial com resistência no ramo vermelho (esquerda) e o pinhão verde fornece rotação extra ao ramo amarelo. [11]**

Imaginemos que temos o nosso veículo com tracção traseira e que o carro está a descrever uma curva de raio  $c$ , e de ângulo  $a$ , com velocidade angular  $W$ , as rodas traseiras, que estão separadas de uma distância  $d$ , e têm diâmetro  $D$ , têm de rodar a velocidades diferentes,  $V_1$  e  $V_2$ , pois percorrem distâncias diferentes  $E_1$  e  $E_2$ .

Com:

$$E_1 = a \left( c + \frac{d}{2} \right) \quad \text{e} \quad E_2 = a \left( c - \frac{d}{2} \right), \text{ sendo:}$$

$$V_1 = W \left( c + \frac{d}{2} \right) \quad \text{e} \quad V_2 = W \left( c - \frac{d}{2} \right)$$

E a velocidade média,  $V$ , das duas rodas é a velocidade do veículo e é dada pela expressão:  $V = \frac{V_1 + V_2}{2}$ .

Se o veículo tivesse apenas um eixo a ligar as duas rodas, ao dar uma curva, estas teriam de escorregar, criando forças de torção em todo o eixo, podendo-se partir em casos de muito atrito nas rodas. Para se resolver este problema, temos de optar por dois semi-eixos ligados por um diferencial mecânico.

O diferencial é um dispositivo que divide o binário do motor e transmite-o às rodas através dos dois semi-eixos de tracção e permite que as rodas tenham velocidade de rotação diferente, em curva, a roda de fora gira mais rápido que a roda de dentro da curva.

#### 2.4.1 Principais funções do diferencial

- Transmitir a potência às rodas;
- Efectuar uma redução de velocidades entre a caixa de velocidades e as rodas;
- Transmitir a potência às rodas permitindo que estas girem com velocidades diferentes.

#### 2.4.2 Aplicações dos diferenciais

- Veículos ligeiros e pesados;
- Veículos de tracção integral permanente (3 diferenciais pois o grupo dianteiro percorre uma distância diferente do grupo traseiro);
- Veículos de tracção integral temporária (2 diferenciais, não existe nenhum entre o grupo dianteiro e traseiro. Quando em tracção integral são bastante difíceis de virar em estrada pois as rodas dianteiras giram à mesma velocidade das traseiras).

### 2.4.3 Tipos de diferenciais e possíveis montagens no veículo

Os tipos de diferenciais são os seguintes:

- Abertos ou Livres.
- Limitadores de escorregamento (LSD – Limited Slip Differential) ou Positraction.
- Blocantes.
- Acoplamento Viscoso.
- *Torsen*.

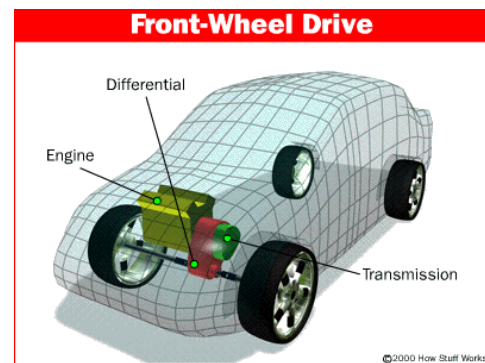


Figura 2.19 – Diferencial de tração dianteira.

[11]

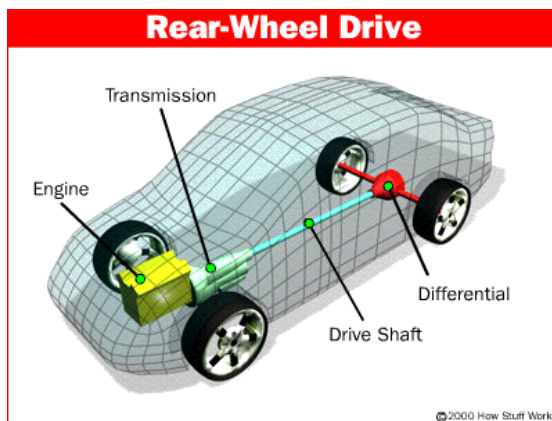


Figura 2.20 – Diferencial de tração traseira. [11]

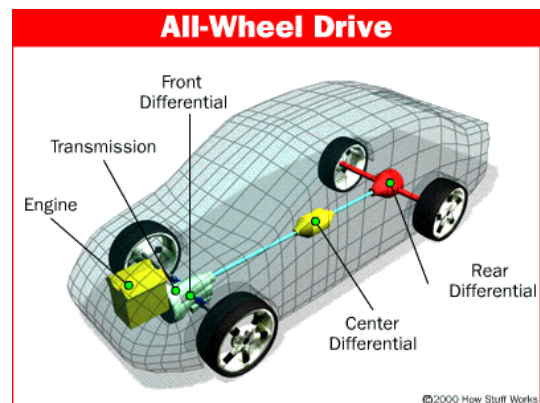


Figura 2.21 – Diferencial de tração integral (4WD). [11]

#### 2.4.3.1 Diferenciais Abertos ou Livres

São os mais utilizados nos veículos comuns e aplicam a mesma quantidade de binário a cada roda. Mas também são problemáticos quando uma das rodas perde aderência, onde o binário transmitido à roda com mais tração é diminuído, sendo o movimento do veículo bastante dificultado. São também ineficazes em condução fora de estrada ou no gelo.

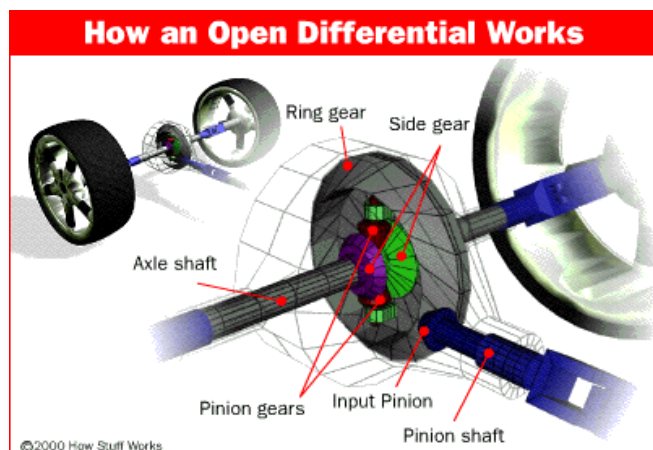


Figura 2.22 – Funcionamento do diferencial aberto ou livre. [11]

### 2.4.3.2 Limitadores de Escorregamento (LSD) – Autoblocantes

São semelhantes aos abertos ou livres, possuem adicionalmente embraiagens de disco ou cónicas e molas.

Quanto ao funcionamento, quando existem diferença de velocidades é necessário vencer o esforço da embraiagem e quando uma das rodas desliza o binário é aumentado na roda aderente. Tem boa durabilidade e são bastante bons, apresenta preço elevado.



Figura 2.23 – Limitadores de escorregamento (LSD)

### 2.4.3.3 Diferencial Blocante

Sistema também semelhante aos diferenciais abertos ou livres, tendo adicionalmente um mecanismo eléctrico, pneumático ou hidráulico que bloqueia ambos os semi-eixos garantindo que estes giram à mesma velocidade. Normalmente é muito utilizado para veículos de todo-o-terreno. Esse bloqueio é efectuado de forma manual.

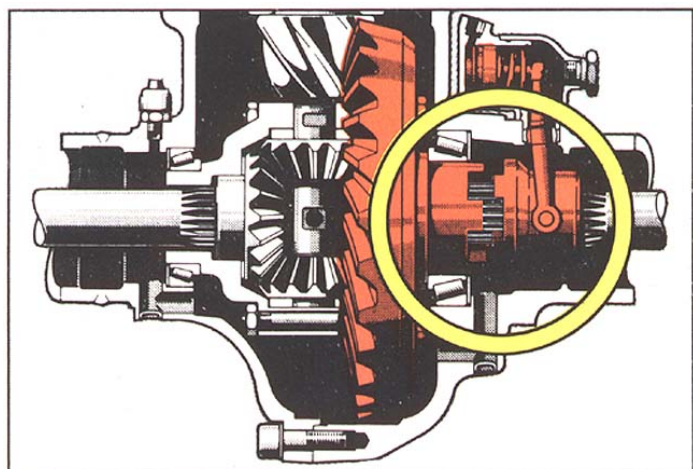


Figura 2.24 – Diferencial Blocante

O **Diferencial Blocante** tem um componente mecânico incorporado no diferencial que diminui a possibilidade de uma das rodas começar a patinar. Ou seja, se uma das rodas motrizes começa a patinar, o autoblocante contraria o funcionamento normal de um diferencial, levando a que a potência disponível seja retirada dessa roda e fornecida à roda com boa aderência. São exemplos de diferenciais autoblocantes os diferenciais *Torsen* e viscosos.

O bloqueio do diferencial é imprescindível no uso normal, pois o diferencial pode ser um problema no uso fora de estrada. Se uma das rodas perde aderência com o solo ficando suspensa ou encalhada em um atoleiro, o diferencial “entenderá” que esta roda pode estar do lado de fora de uma curva e enviará mais binário para ela que oferece menor resistência. Com isto, deixará a outra roda, que ainda tem condições de tracção, praticamente sem nenhum binário, paralisando o veículo. Nestas condições, o bloqueio de diferencial entra em acção. Composto de um sistema de engrenagens que iguala e direcciona a força proveniente do eixo cardan para os dois semi-eixos, oferecendo deste modo binário equivalente para as duas rodas.

O bloqueio de diferencial funciona exactamente para fechar, ou seja, anular o funcionamento do diferencial, equilibrando o binário para ambos os semi-eixos e possibilitando que a roda que está em contacto com o solo também possa girar e mover o veículo. Conforme descrito acima, o diferencial é utilizado para auxiliar o veículo a realizar uma curva, sendo assim é importante deixar claro que o bloqueio do diferencial nunca deva ser usado em terrenos de aderência plena, como no asfalto, concreto e estradas de terra em boas condições. Com o diferencial bloqueado as rodas não terão mais a compensação para fazer curvas, com isto a roda do lado de dentro irá derrapar dificultando a manobra e até causando danos aos componentes da transmissão. Neste caso a tendência do veículo é seguir em linha recta e quando em velocidade de cruzeiro, em uma estrada com aderência plena, podemos correr sérios riscos de um acidente.

#### 2.4.3.4 Acoplamento Viscoso

O **Diferencial Viscoso** é um tipo de diferencial autoblocante que recorre a um conjunto de discos fixos intercalados por outros discos móveis separados por um fluído viscoso. Sempre que uma das rodas motrizes começa a patinar surge um movimento relativo entre os pratos fixos imóveis.



Esse movimento é travado devido às forças de atrito viscosas provenientes da elevada viscosidade do fluido. Este atrito permite o bloqueio do diferencial. Este sistema é mais progressivo e suave do que os diferenciais mecânicos tipo *Torsen*. Estes últimos têm sido aplicados essencialmente em veículos de cariz desportivo, enquanto os viscosos se aplicam na maioria dos modelos de aplicação usual.

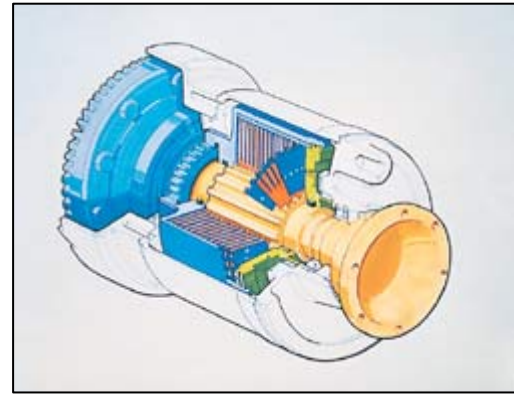


Figura 2.25 – Acoplamento viscoso

É geralmente utilizado nos veículos de tracção integral ligando o grupo de rodas traseiro e dianteiro para quando um dos grupos de rodas inicia o escorregamento o binário é transferido para o outro grupo.

Quanto ao seu funcionamento é constituído por um conjunto de discos acoplados a cada um dos semi-eixos. Estes discos são colocados num cilindro com líquido viscoso (óleo). Sempre que um semi-eixo gira mais rapidamente arrasta através do fluido o outro semi-eixo, tentando igualar as velocidades.

As vantagens são:

- Bom preço (baratos)
- Exigem pouca manutenção.

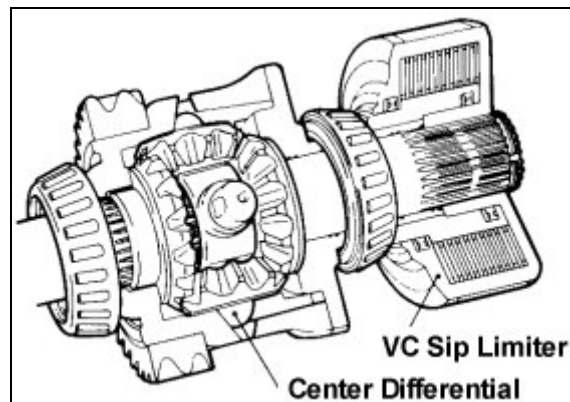


Figura 2.26 - Acoplamento Viscoso

As desvantagens são:

- Um crescente bloqueio exponencial relativamente à diferença de velocidades nos semi-eixos e não progressivo.
- Um atraso no bloqueio induzido pelo tempo necessário para aumentar a viscosidade do fluido.
- Viscosidade diminui com o aumento da temperatura do fluido

#### 2.4.3.5 *Layout Ferguson (4WD)*

São três diferenciais em que em dois dos quais (central e traseiro) estão ligados às rodas motoras através de diferenciais livres com acoplamentos viscosos.

É utilizado em carros como:

- Ford Escort
- Sierra Cosworth
- Subaru Impreza

#### 2.4.3.6 *TORSEN – TORque SENding*

O **Diferencial Torsen** (*Torque Sensing*) funciona como um aberto, até que se verifique uma perda de aderência de uma das rodas: nesta ocasião, é possível transferir binário, até porque o deslizamento é controlado.

Numa recta, já sabemos que as rodas vão à mesma velocidade, cada semi-eixo está ligado a uma engrenagem sem-fim (*worm-gear*) que engrenam nas rodas sem-fim (*worm-weels*). Cada semi-eixo está em contacto com o oposto, através das rodas dentadas de dentes direitos (*spur gears*), que trabalham numa relação de transmissão de 1:1 (cada roda tem o mesmo número de dentes). Numa curva contudo, há sempre um eixo que tem de rodar mais depressa que o outro. Aquele cuja rotação é maior transmite o seu movimento através da engrenagem sem-fim (*worm gear*) à roda também com rosca sem-fim (*worm weels*). Esta está em contacto com o outro eixo através de roda dentada de dentes direitos (*spur gear*), que tem uma rotação menor. Como cada roda dentada ligada ao sem-fim, tem o mesmo número de dentes, ambas tenderão para a mesma rotação, permitindo a acção diferencial entre cada eixo, mas limitando o deslizamento.

É um sistema completamente mecânico (sem electrónica, embraiagens ou fluidos viscosos), tem um comportamento semelhante aos diferenciais abertos ou livres quando o binário é uniformemente distribuído pelas rodas e também é utilizado em veículos de tracção integral que exigem elevado desempenho.

Todos os diferenciais *Torsen* tem uma relação de binário, por exemplo de 5:1 o que significa que consegue fornecer até 5 vezes mais binário à roda que tem melhor aderência.

São normalmente utilizados para distribuir a potência entre o grupo de rodas dianteiro e traseiro (à semelhança do acoplamento viscoso). São mais eficazes que o acoplamento viscoso pois transmite o binário para as rodas antes de ocorrer o deslizamento.

Quando as condições de má aderência surgem, claro que haverá uma roda que começará a patinar, mas como o seu movimento é comandado pela engrenagem sem-fim e não pela roda sem-fim, que por sua vez está em contacto com o veio em melhores condições de tracção. O veio com menor rotação, devido à sua "spur gear" em contacto com a seu semelhante, evita que o oposto deslize, porque a rotação das rodas de dentes direitos terá de ser igual. Há então uma menor perda de energia na roda que patina, e o binário transmitido à roda de coroa irá incidir no veio em melhores condições de tracção.

O Diferencial *Torsen*, ainda pode dispor de um sistema autoblocante, tal como foi descrito anteriormente. Mas na F1, as embraiagens do diferencial, não são comandadas por sistemas mecânicos mas por processos electrohidráulicos, permitindo assim uma programação do deslize a cada roda, em função das condições de aderência.

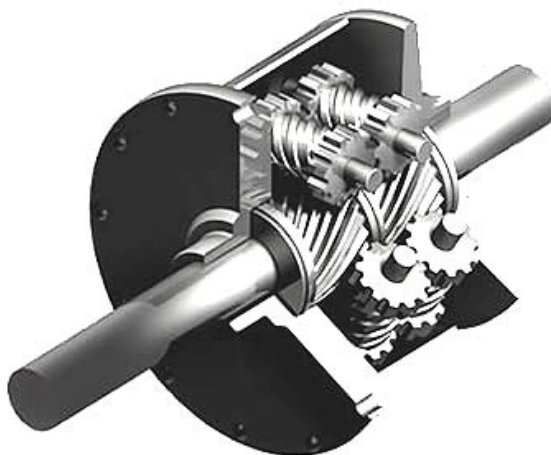


Figura 2.27 – Corte no diferencial *Torsen*. [8]

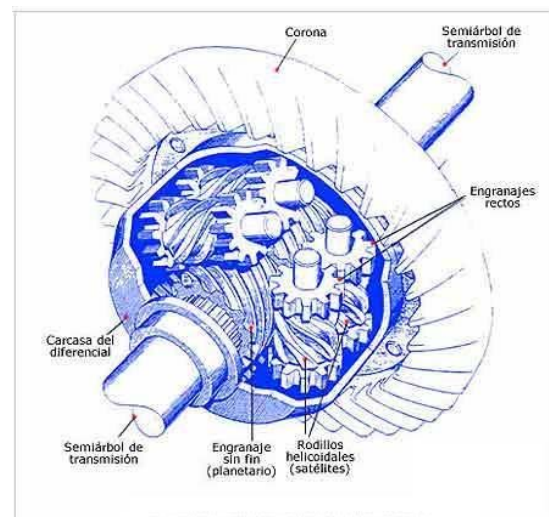


Figura 2.28 – Interior do diferencial *Torsen*. [8]

As principais vantagens dos diferenciais *Torsen* são:

- Resposta instantânea
- Progressividade de bloqueio relativamente à diferença de velocidades.
- Não bloqueia em travagem.
- Integra um sistema de bloqueio e um diferencial livre num só mecanismo
- É compacto por ter poucos componentes.
- O seu desgaste é reduzido comparando com os outros diferenciais com sistemas de bloqueio por fricção.



As principais desvantagens dos diferenciais *Torsen* são:

- O seu elevado preço.
- Geração de elevadas quantidade de calor, portanto grande potência dissipada.
- Se uma roda perder completamente a tracção, comporta-se como um diferencial aberto ou livre
- Montagem extremamente difícil, apesar do reduzido número de componentes, só existe uma possibilidade de montagem.

TBR (*Torque Bias Ratio*) é a relação entre os binários aplicados a cada uma das rodas.

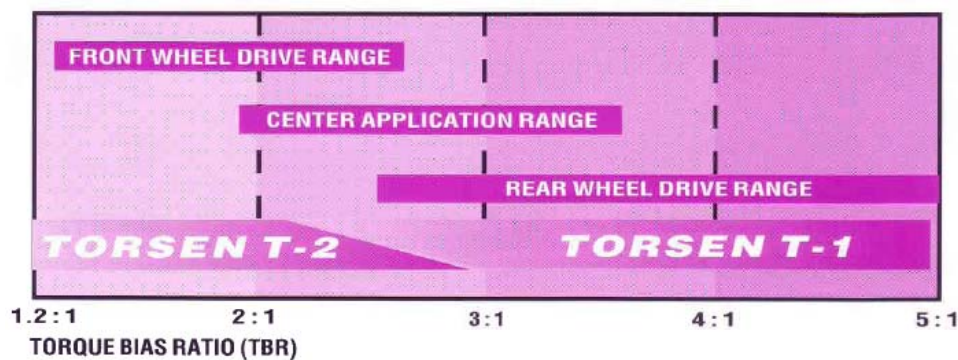


Figura 2.29 – Tipo de diferencial (*Torsen* T2/T1) dependendo do tipo de aplicação (frontal, central, traseira). [8]

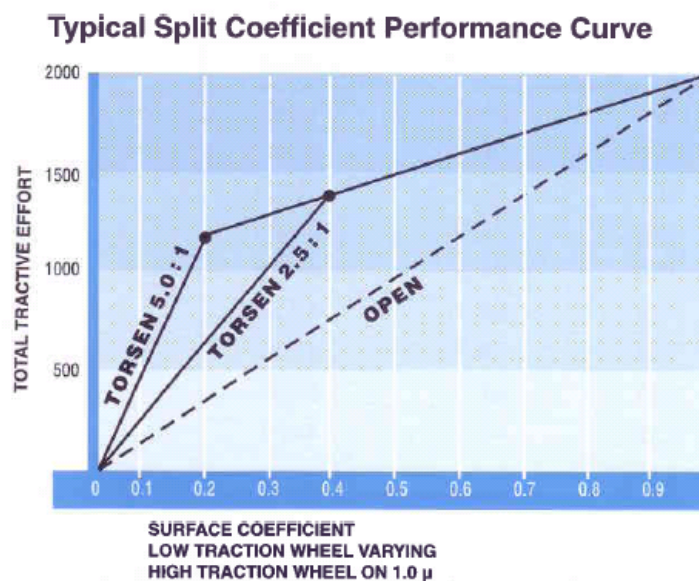


Figura 2.30 – Diferença entre o diferencial *Torsen* TBR=5.0:1 e TBR=2.5:1 e o diferencial aberto. [8]

### TORSEN Traction System Durability and Torque Bias Stability Compared to Standard Differentials

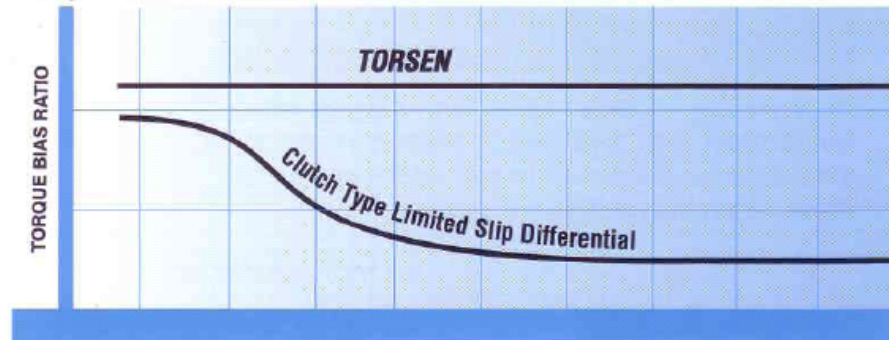


Figura 2.31 – Diferença entre o TBR de um diferencial *Torsen* e um diferencial LSD. [8]

Alguns veículos que utilizam diferencial *Torsen*:

- Lancia integrale
- Toyota Celica GT4
- Audi Quattro Turbo
- Honda Integra Type R
- Alfa Romeo 147/GT

#### 2.4.3.7 *QUAIFE* – Repartição Automática de Potência



Figura 2.32 – Corte num diferencial *Quaife*. [39]

Bloqueio progressivo com o aumento da potência normalmente utilizado em competição. Os *pace car* da fórmula 1 utilizam este diferencial.



Figura 2.33 – Diferencial *Quaife*. [39]

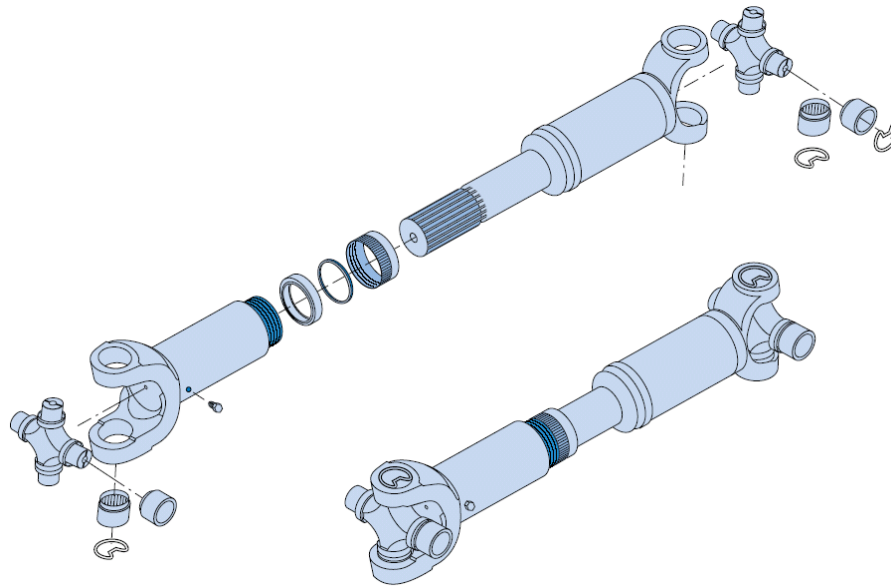
Com um diferencial normal e durante o arranque ou na saída de uma curva, uma parte da potência é perdida através do deslizamento das rodas. Isto acontece porque o diferencial comum transfere a potência para a roda com menor aderência, pois é a que tem menor resistência a ser traccionada, perdendo-se aí potência. A capacidade de transferência de potência da unidade *Quaife* é aumentada ou diminuída através da variação da pressão das hélices e ângulos dos dentes das engrenagens e existe um bloqueio progressivo com o aumento da potência. O diferencial *Quaife* consegue transmitir de uma forma harmoniosa e constante, sem nunca perder a tracção numa das rodas, tentando equilibrar sempre a potência nas duas rodas. Esta operação é automática e o diferencial *Quaife* faz com que o veículo consiga descrever as curvas com maior velocidade do que um diferencial normal. Este diferencial consegue colocar mais tracção na roda de fora da curva, reduzindo o efeito de perda de tracção na roda de dentro da curva, permitindo que o condutor consiga atingir uma velocidade superior na saída das curvas. O diferencial *Quaife* oferece o máximo de tracção, melhora o manuseamento do veículo e coloca a potência onde é necessária, na pista. É também bastante fiável, robusto e duradouro uma vez que não existem placas ou embraiagens como outros diferenciais que sofrem de desgaste rápido. Todos os diferenciais *Quaife* ATB têm uma garantia vitalícia.

## 2.5 Sistema de Eixos

O sistema de eixos é o conjunto de um ou mais cardan com recursos para movimento axial, que transmite binário e/ou movimento numa relação angular fixa ou variável de um eixo para outro.



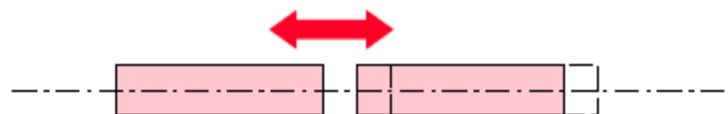
Figura 2.34 – Eixo traseiro de um kart, sem diferencial eixo único.



**Figura 2.35 – Semi-eixos com duas juntas homocinéticas. [5]**

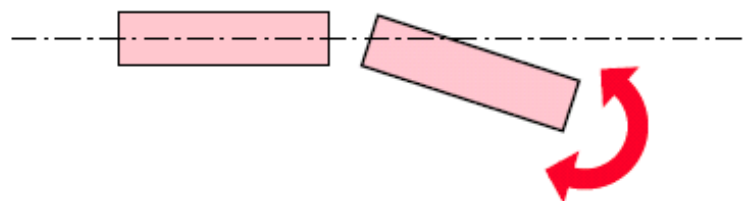
O Semi-eixo é o que une o diferencial à roda motriz. Para cada roda motriz existe um semi-eixo. Normalmente é usado um cardan que é um veio articulado, não só para transmitir tracção a rodas direccionais, mas também para transmitir sempre que existe um curso de suspensão. Existem outro tipo de uniões entre os veios e as flanges que transmitem a potência à roda motriz. Deve-se ter em conta os vários desalinhamentos que possam existir entre os eixos. Estes desalinhamentos são do tipo paralelo, angular, axial e torcional que vou explicar de seguida.

- Desalinhamento Paralelo – É quando os dois veios não coincidem e são paralelos.



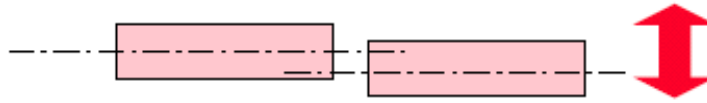
**Figura 2.36 – Desalinhamento paralelo.**

- Desalinhamento Angular – É quando os eixos dos veios formam um ângulo entre si.



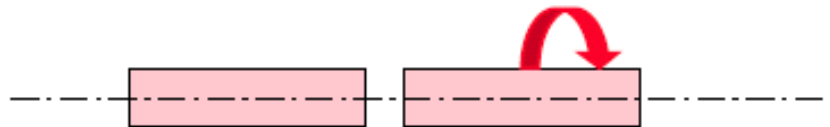
**Figura 2.37 – Desalinhamento angular.**

- Desalinhamento Axial – É quando os eixos dos veios formam um ângulo entre si.



**Figura 2.38 – Desalinhamento axial.**

- Desalinhamento Torcional – É quando os veios rodam a uma velocidade diferente um do outro.



**Figura 2.39 – Desalinhamento torcional.**

### 2.5.1 Uniões de Veios

São também órgãos de máquinas usados nos sistemas de transmissão para conectar veios entre si, com carácter de permanência.

Tem como função:

- Ligar veios de mecanismos diferentes;
- Permitem uma fácil separação dos veios para manutenção destes;
- Ligar troços de veios (que pelo seu comprimento não seja viável ou vantajosa a utilização de veios inteiros);
- Minimizar as vibrações e choques transmitidos ao veio movido.
- Compensar desalinhamentos dos veios ou introduzir flexibilidade mecânica (devido à suspensão por exemplo).



### 2.5.1.1 Tipos de uniões

#### 2.5.1.1.1 União rígida

A união entre veios não tem flexibilidade axial, lateral, angular ou torcional, não facultando qualquer tipo de flexibilidade. Os veios devem estar perfeitamente alinhados para que não surjam cargas secundárias importantes quer nos apoios, nos veios ou ainda nas próprias uniões.

A união rígida mais vulgar é a **união de pratos**, que consiste num dispositivo composto por dois pratos enchavetados nos veios, ligadas entre si por parafusos. Utilizado para grandes potências.

Existem outros tipos de uniões rígidas, como por exemplo as de manga simples, de meias-mangas, de pressão tipo “Keller” e de pressão Tipo “Seller”.

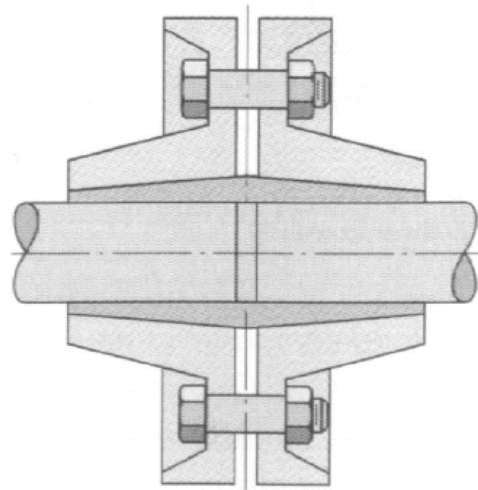


Figura 2.40 – União de pratos. [5]

#### 2.5.1.1.2 Uniões Móveis

##### 2.5.1.1.2.1 Uniões por Engrenagem e por Corrente

Permitem, dentro de certos limites, o desalinhamento dos veios (axial, lateral e angular), sem recurso a propriedades elásticas, mas sim por movimento relativo de elementos intermédios.

Nas uniões por engrenagem e corrente o elemento intermédio da transmissão é metálico. Estas uniões têm grande capacidade de transmissões de binário, admitem grandes potências e grandes velocidades.

Permitem corrigir apenas desalinhamentos torcionais muito pequenos.

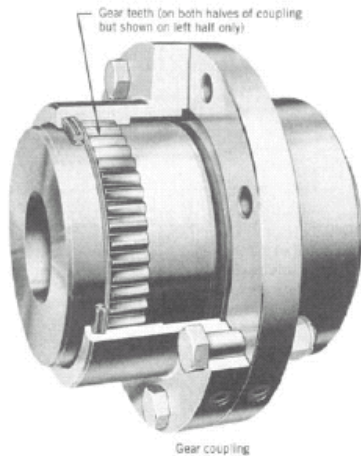


Figura 2.41 – Acoplamento por engrenagem. [5]      Figura 2.42 – Uniões por corrente de rolos. [5]

#### 2.5.1.1.2.2      Uniões *Oldham*

As uniões *Oldham* permitem desalinhamentos torcionais muito pequenos e transmitem grandes potências, ao mesmo tempo que admitem desalinhamentos paralelos e axiais consideráveis. Nestas uniões existem dois elementos enchavetados ou aparafusados aos veios e um elemento intermédio metálico móvel. Este elemento móvel necessita de ser lubrificado e pode ser substituído quando desgastado.

Estas uniões permitem desalinhamentos laterais. A união flexível tipo *Oldham* é para pequenas potências e a união flexível tipo *Oldham* modificada é mais silenciosa e transmite grandes potências.

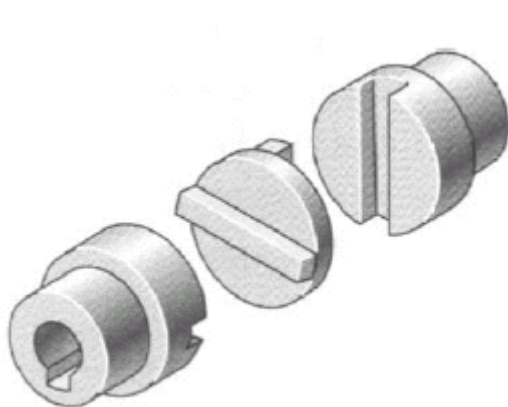


Figura 2.43 – União flexível tipo *Oldham*. [5]

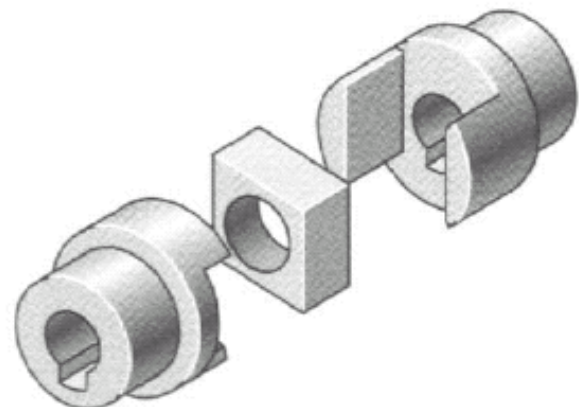


Figura 2.44 – União flexível tipo *Oldham* modificada. [5]

### 2.5.1.1.2.3

### Unões Universais de Veios ou Cardan

As uniões universais usam-se em máquinas em que é necessário um desalinhamento angular definido e elevado. Uma união isolada não tem flexibilidade torcional, nem permite qualquer desalinhamento paralelo.



Figura 2.45 – União universal de veios ou cardan.



Figura 2.46 – Conjunto de duas uniões universais de veios, angular “Homocinética” ou “Duplo-cardan”.

O uso de duas uniões com um veio intermédio permite um desalinhamento paralelo muito maior que qualquer união flexível.

O tipo de união universal mais comum é a união Hooke’s ou união Cardan em que é constituída por duas forquilhas e um bloco intermédio com dois pinos em forma de cruz.

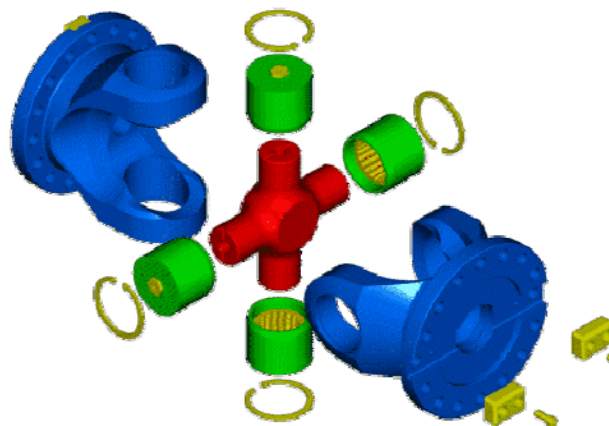
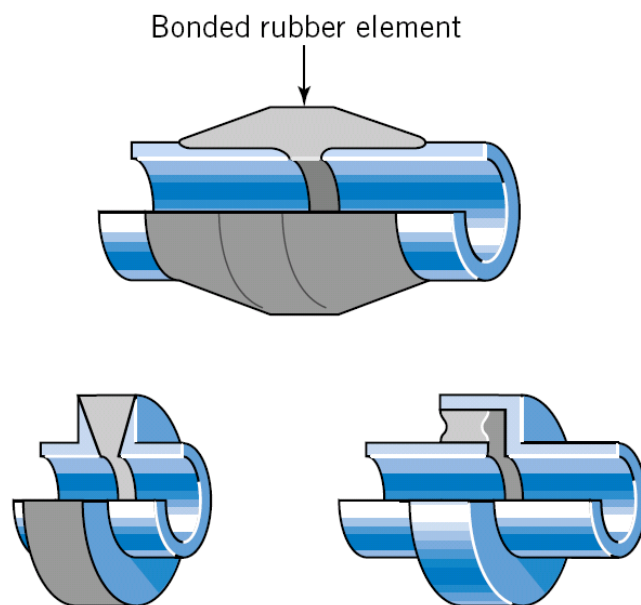


Figura 2.47 – Pormenor construtivo de uma união universal de veios.



#### 2.5.1.1.3 Uniões Elásticas

Permitem uma certa flexibilidade elástica na transmissão por meio da introdução de elementos elásticos na ligação. Estes permitem pequenos desalinhamentos laterais e angulares, amortecimento das cargas de choque de um veio para outro e alteração das características de vibração da transmissão. Dispensam lubrificação. O elemento móvel pode ser de borracha endurecida o que permite aumentar a flexibilidade torcional, mas reduz a capacidade de carga.



**Figura 2.48 – Uniões com elementos de borracha colado para esforços de corte. [5]**

#### 2.5.1.1.4 Uniões de Segurança

São concebidas para permitir o escorregamento entre os elementos motor e movido quando for atingido um determinado binário, que ponha em risco o órgão motor, protegendo-o contra sobrecargas.

De Atrito:

- de Disco (prover “redentes” se necessário para evitar parafusos ao corte)
- de multidiscos

De Cavilhas (cavilha com entalhe ao corte)

### 2.5.1.1.5 Uniões Hidráulicas

Facultam arranques suaves dos sistemas com grandes inércias, permitindo o uso de motores de pequeno binário de arranque. Protegem quanto a sobrecargas e amortecem choques. Funcionam como uma embraiagem progressiva, com motores de binário crescente. O binário pode ser alterado por variação da quantidade de óleo.

### 2.5.1.1.6 Juntas do tipo Lobro



Figura 2.49 – Juntas do tipo *Lobro*



Figura 2.50 – Componentes do tipo *Lobro* (interior, esferas e ligação ao eixo)

Esta junta é ideal para ângulos superiores a  $11^\circ$  e inferiores a  $58^\circ$  de deslocamento angular apresentando um rendimento elevado. Esta junta é aparafusada a uma flange e à manga de eixos, e através do seu interior estriado, transmite o binário à roda através de um eixo. Esta junta permite deslocamentos longitudinais e angulares com bastante eficácia.

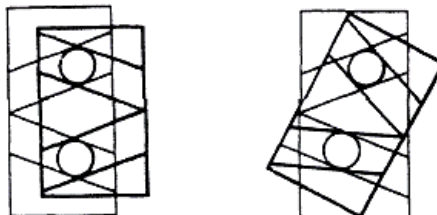


Figura 2.51 – Modo como funciona o interior da junta *Lobro* movimento axial e angular

#### 2.5.1.1.7 Juntas tipod

Esta junta é ideal para ângulos inferiores a  $11^\circ$  no nosso caso não vai ser possível utilizar estas juntas, uma vez que o semi-eixo apresenta já um ângulo de 10 graus e quando a suspensão desce, os semi-eixos fazem um ângulo superior a este, logo não é viável.



Figura 2.52 – Juntas *Tripod* e semi-eixos



Figura 2.53 – Ligação *Tripod*

### **3 Desenvolvimento dos Tipos de Transmissão Entre a Polia Movida e a Polia Motora (Pinhão; Roda)**

#### **3.1 Introdução**

Neste capítulo vou explicar a melhor escolha da transmissão entre a polia motora e a polia movida.

Por uma questão económica, não vamos utilizar engrenagens, visto que são componentes caros e são frágeis, quando expostos às condições ambientes. Logo vamos ter uma distância entre eixos, e vamos ser obrigados a utilizar os elementos flexíveis, ficando a escolha limitada entre a corrente e correia, uma vez que a transmissão por cabos de aço não é a mais indicada, dada as suas características.

Dentro das correias a mais indicada é a corrente dentada, uma vez que todas as outras, a correia plana e a correia trapezoidal, sofrem escorregamento, não conseguindo transmitir toda a potência. Quanto à corrente a única que é utilizada é a corrente de rolos, visto que todas as outras não suportam grandes velocidades de rotação. Conseguimos assim diminuir as escolhas possíveis e estamos em condições de comparar a corrente de rolos com a correia dentada, a fim de fazer a melhor escolha. Pela análise da comparação entre estes dois elementos na tabela 3.1, podemos verificar que a corrente tem mais aspectos positivos do que a correia para o nosso projecto. Para começar a fiabilidade da corrente é superior à fiabilidade da correia o que é um aspecto muito importante para o nosso veículo. A nível do ruído, a corrente é mais ruidosa do que a correia, porque é feita de materiais metálicos enquanto que a correia é feita de borracha, apenas tendo metal no seu interior. A correia apenas é superior em relação à corrente na velocidade periférica, na velocidade angular, relação de transmissão e não necessita de lubrificação. Quanto à corrente as principais características são a elevada potência transmitida, a sua fiabilidade e a longa duração. Uma das principais diferenças entre a corrente e a correia é o próprio peso, em que na correia dentada podemos desprezar o peso e na corrente, o peso já é contabilizado. Mas a polia motora e a polia movida, no caso da transmissão por correia, são mais pesados do que os mesmos componentes na transmissão por corrente. Não só porque a correia dentada é mais larga do que a corrente, mas também porque por segurança normalmente as polias movidas e motoras das correias dentadas tem abas

laterais para impedir que a correia dentada salte do sistema de transmissão, podendo danificar o motor.

**Tabela 3.1 – Diferença entre a transmissão por corrente de rolos e correia dentada.**

Factor de escolha	Correias Dentadas	Corrente de rolos
Velocidade periférica (v)	$v < 60\text{m/s}$	$v < 17\text{m/s}$
Velocidade angular (n)	$n < 30000 \text{ r.p.m.}$	$n < 6000 \text{ r.p.m.}$
Força tangencial	$< 5000 \text{ daN}$	$< 28000 \text{ daN}$
Potência	$< 300 \text{ kW}$	$< 3700 \text{ kW}$
I – Posição geométrica relativa dos eixos.	Veios rigorosamente paralelos e o pinhão alinhado com a roda.	Veios rigorosamente paralelos e o pinhão alinhado com a roda.
II – Condições ambientes	São menos resistentes à temperatura, mas são mais resistentes à humidade e poeiras.	Resistem mal às condições ambientes, exigindo lubrificação para as proteger.
III – Compacidade e custo	Permitem maior compacidade mas implicam maior custo do que as outras correias e as próprias correntes.	Custo e compacidade intermédia, comparativamente com algumas correias. Não necessitam de pré-tensão. Exigem apenas ajustamento do entre-eixo.
Relação de transmissão	$< 11$	$< 7$ (excepcionalmente $< 10$ )
IV – Duração	$< 8000 \text{ horas}$	Longa duração, até 15000 horas sem necessidade de trocar os componentes.
V – Precisão na transmissão de movimento	Apresenta grande precisão de transmissão devido à ausência de escorregamento.	Devido ao efeito poligonal, não apresentam constância do valor instantâneo da relação de velocidades. Mas a razão de transmissão média é perfeitamente definida e independente da carga transmitida.
VI – Manutenção	Não necessitam de lubrificação mas exigem uma observação periódica da pré-tensão das correias.	Fácil manutenção apenas requer lubrificação
VII – Ruído	Funcionamento silencioso.	Funcionamento mais ruidoso do que as correias.
VIII – Fiabilidade	Menos fiáveis do que as correntes.	Mais fiável que as correias.
IX – Rendimento	98%	97% - 98%.
X – Montagem.	Montagem fácil.	Montagem bastante fácil.

Podemos então admitir que o peso dos componentes associados à transmissão por correia e por corrente dentada são aproximadamente iguais.

Na competição de motociclos, as marcas mais conceituadas utilizam como sistema de transmissão a transmissão por corrente. Devido à sua fiabilidade e durabilidade (visto que o preço não é um aspecto muito importante para a competição a este nível). Como o veículo de competição *Formula Student* vai utilizar um motor de um motociclo de 600cc, a polia motora que encaixa na perfeição na saída do motor é a polia motora de uma transmissão por corrente, e caso a escolha seja feita para a correia, temos de adaptar essa saída de modo a conseguir encaixar uma polia motora de maiores dimensões ou maquina-lo.

Visto isto, temos de escolher um componente que tenha uma boa relação preço/qualidade, uma vez que vamos ser avaliados a nível de custos e resistência.

Quanto aos preços, temos de ver qual a corrente ou correia ideal para as solicitações necessárias, e só depois podemos comparar os preços.

### 3.2 Correntes de Rolos (*Roller Chain*)

#### 3.2.1 Nomenclatura e Relações Geométricas

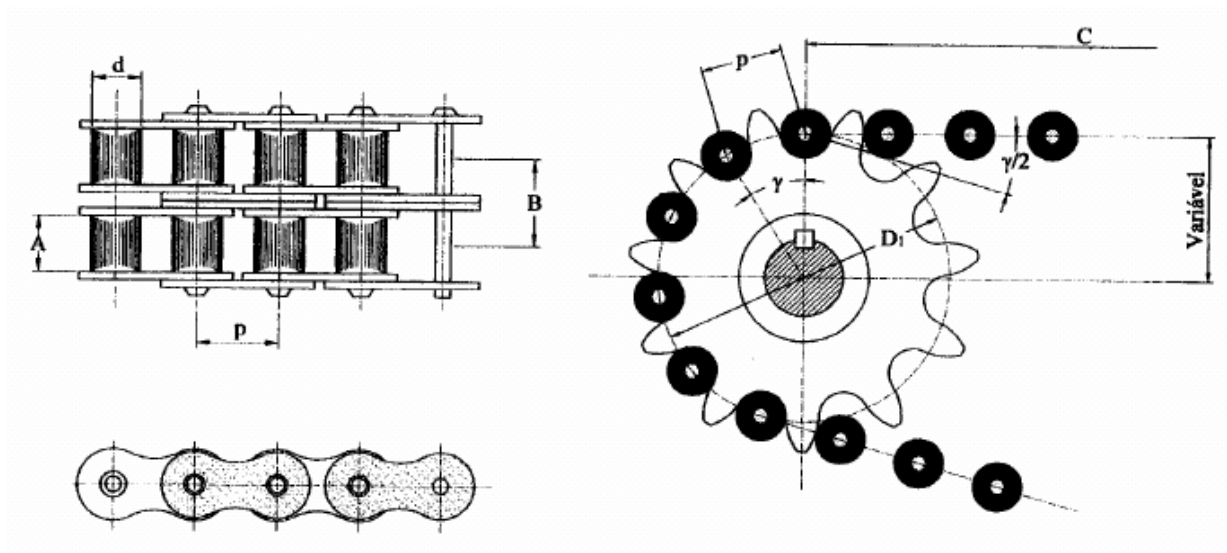


Figura 3.1 – Geometria de uma transmissão por corrente [1]

A normalização existente sobre a fabricação de correntes é a seguinte: Norma inglesa BS 288 e Norma americana AS B29.1. Existe também uma recomendação ISO para a normalização de transmissões por correntes, ISO R799.

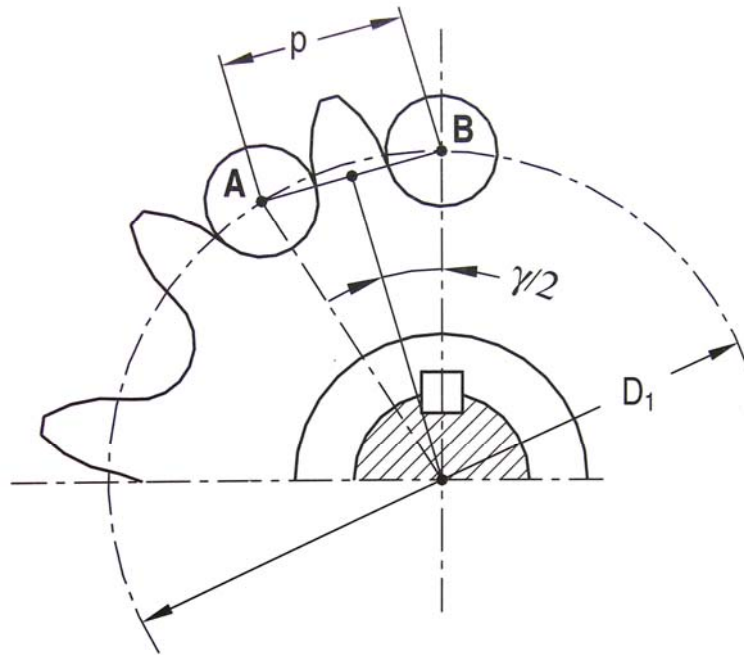
Podemos compreender que o valor do ângulo de articulação é uma função do número de dentes da polia movida. A rotação dos elos segundo o ângulo de articulação causa impacto entre os rolos e a roda, além do desgaste nas junções da corrente. Como a vida útil da transmissão é função do desgaste e da resistência à fadiga superficial dos rolos, é importante reduzir-se o ângulo de articulação tanto quanto possível.

O número de dentes da roda dentada também afecta a razão da velocidade durante o período em que a roda gira de um ângulo de contacto. A figura 3.1 mostra que a porção C da corrente está a ser puxada de encontro à roda, e a linha de centros dos rolos na recta da corrente é tangente à circunferência primitiva da roda. Contudo, após a roda ter girado de um ângulo  $\gamma/2$ , a linha de centros C ter-se-á movido em direcção ao centro da roda de uma quantidade e representado na figura 3.1. Isto não só significa que a porção da recta C da corrente está movendo-se para cima e para baixo à medida que a roda gira, como também que o braço de alavanca varia e portanto, a razão de velocidades não é constante para uma rotação da roda de um ângulo correspondente a um passo da corrente. Esta variação de velocidade devido à acção poligonal é também uma função do número de dentes da roda.

**Tabela 3.2 – Principais parâmetros que definem a geometria de uma transmissão por corrente.**

$P$	Passo, é a distância entre os eixos de dois pinos adjacentes.
$\gamma/2$	Ângulo de inclinação, ângulo de rotação dos elos quando entram em contacto com a polia motora.
$V_m$	Velocidade média da corrente.
$d$	Diâmetro do rolo.
$D_1; D_2$	Diâmetros primitivos da polia motora e da polia movida.
$Z_1; Z_2$	Velocidade de rotação da polia motora e da polia movida.
$n_1; n_2$	Velocidades de rotação da polia motora e da polia movida.
$N$	Número de dentes.
$A$	Largura entre as placas.
$B$	Distância entre centros de rolos (correntes duplas e triplas).
$C$	Distância entre eixos.
$L$	Comprimento da corrente.

Por análise da figura 3.1 e da figura 3.2 é possível encontrar todos os principais parâmetros que definem a geometria de uma transmissão por corrente identificados na tabela 3.2 podendo tirar algumas relações entre alguns estes parâmetros indicados.



**Figura 3.2 – Relação entre o passo  $p$ , o diâmetro  $D_1$  e o ângulo de inclinação  $\gamma/2$  [1]**

Podemos retirar da Figura 3.2 que:

$$\frac{\gamma}{2} = \frac{\pi}{Z_1} \Leftrightarrow \gamma = \frac{2 \cdot \pi}{Z_1}$$

$$\frac{p}{2} = \frac{D_1}{2} \cdot \sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)$$

Por eliminação de  $\gamma$  entre as duas expressões em cima ficamos com:

$$D_1 = \frac{p}{\sin\left(\frac{\pi}{Z_1}\right)}$$

O comprimento da corrente  $L_p$  expresso em número de elos deve ser um número inteiro e de preferência par. Esta preferência tem como objectivo evitar a introdução de um elo especial. Para obter a expressão para o comprimento da corrente  $L_p$ , vamos partir da

equação aproximada,  $L_p = \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + 2 \cdot C + \frac{(D_1 + D_2)^2}{4 \cdot C}$ . Dividindo pelo passo  $p$ , vem:



$$L_p = \frac{\pi}{2 \cdot p} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{2C}{p} + \frac{(D_1 + D_2)^2}{4 \cdot C \cdot p}$$

Devido aos valores muito pequenos que  $\frac{\gamma}{2}$  normalmente apresenta podemos fazer a seguinte aproximação:

$$D_1 = \frac{p \cdot Z_1}{\pi} \quad \text{e} \quad D_2 = \frac{p \cdot Z_2}{\pi}$$

Substituindo resulta a expressão que permite calcular o comprimento da corrente em função do número de dentes da polia motora e da polia movida [ $Z_1$  e  $Z_2$ ], do passo da corrente  $p$  e do entre-eixo  $C$ :

$$L_p = \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} \cdot p + \frac{2C}{p} + \frac{(Z_1 + Z_2)^2 \cdot p}{4 \cdot \pi^2 \cdot C}$$

Depois de efectuado este cálculo, deve-se adoptar o valor par mais próximo do valor calculado. Seguidamente, redefine-se o valor do entre-eixo  $C$ , através da mesma expressão. E finalmente, deve-se referir que a expressão não é exacta, mas a precisão obtida é suficiente na maioria das aplicações práticas (entre-eixos médios e grandes).

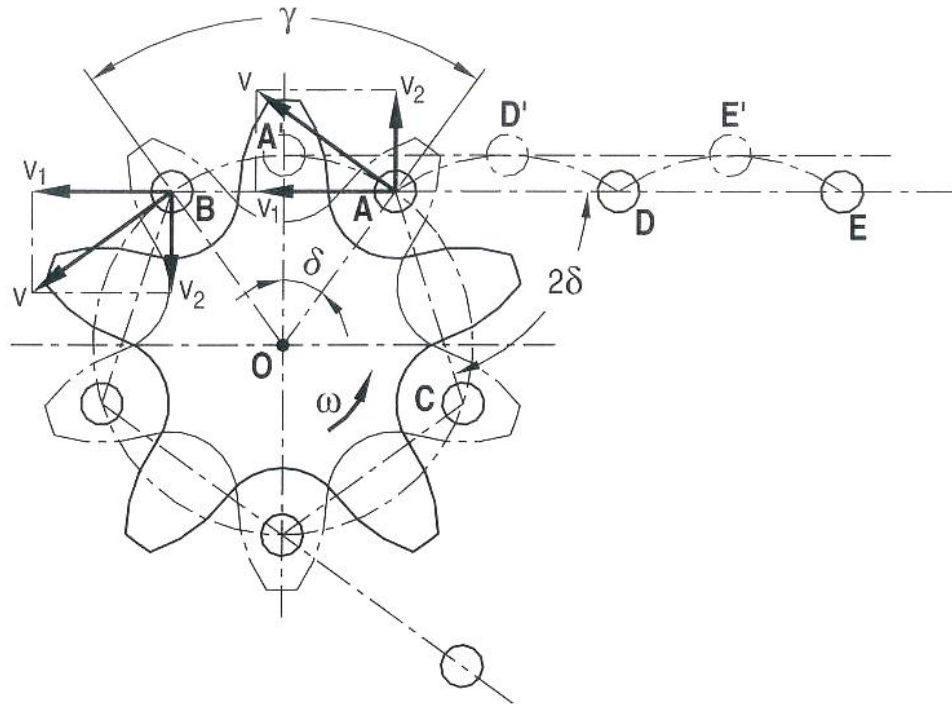
## 3.2.2 Análise Cinemática

### 3.2.2.1 Efeito Poligonal

Consideremos apenas a polia motora e a corrente esquematicamente representados na figura 3.2 com duas posições consecutivas e desfasadas angularmente de um ângulo  $\delta = \frac{\pi}{Z_1}$

Sempre que a polia motora roda no sentido indicado pela figura 3.2 um ângulo  $AOB = 2\delta$ , correspondente a um dente da polia motora, o ponto A desloca-se para a posição B e o ponto D para A. O elo representado esquematicamente por AD, durante este tempo, rodou de um ângulo AOB em torno do ponto A, a uma velocidade angular igual à velocidade angular da roda,  $\omega$ . Assim, o movimento relativo do elo é um movimento de rotação, com

velocidade angular  $\omega$ . Em resultado deste movimento, o rolo D entra em contacto com o ponto C da polia motora, animado de uma velocidade linear  $\omega \cdot p$ .



**Figura 3.3 – Representação esquemática do engrenamento da corrente com a polia motora. [1]**

A roda apresentada na figura 3.3 tem uma velocidade tangencial uniforme, para uma velocidade angular constante,  $\omega$ , cujo módulo é dado por:

$$V = \frac{D_1}{2} \cdot \omega = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60}$$

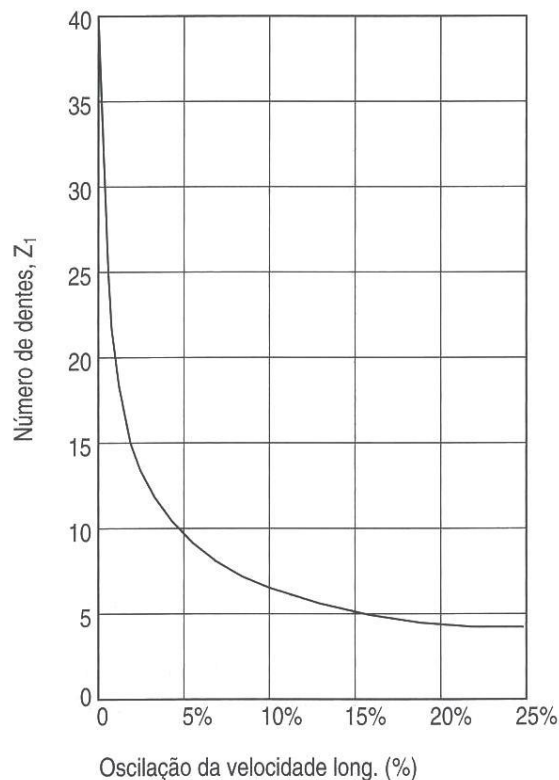
O vector velocidade,  $v$ , pode ser decomposto segundo as componentes  $V_1$  e  $V_2$ , dirigidas, respectivamente, segundo a direcção da componente e uma direcção perpendicular a esta. Podemos então retirar, da figura 3.3, as componentes  $V_1$  e  $V_2$  através das seguintes expressões.

$$\begin{cases} V_1 = V \cdot \cos(\delta) \\ V_2 = V \cdot \sin(\delta) \end{cases} \quad \text{Com } \delta \text{ a variar entre: } \left[ -\frac{\gamma}{2}; \frac{\gamma}{2} \right]$$

A corrente fica assim sujeita a dois movimentos simultâneos de velocidades variáveis e desfasadas: Um movimento de avanço no sentido longitudinal de velocidade  $V_1$  e um movimento de oscilação no sentido transversal com velocidade  $V_2$ . Sendo  $Z$  o número de dentes da polia movida, podemos ver que, durante o movimento de A para B, o ângulo  $\delta$  passa de  $\left(\frac{\pi}{Z_1}\right)$  para  $\left(-\frac{\pi}{Z_1}\right)$  anulando-se em  $A'$ . Sabendo a variação  $\delta$ , podemos deduzir facilmente as variações de  $V_1$  e  $V_2$ .

### 3.2.2.1.1 Variação da velocidade longitudinal $V_1$

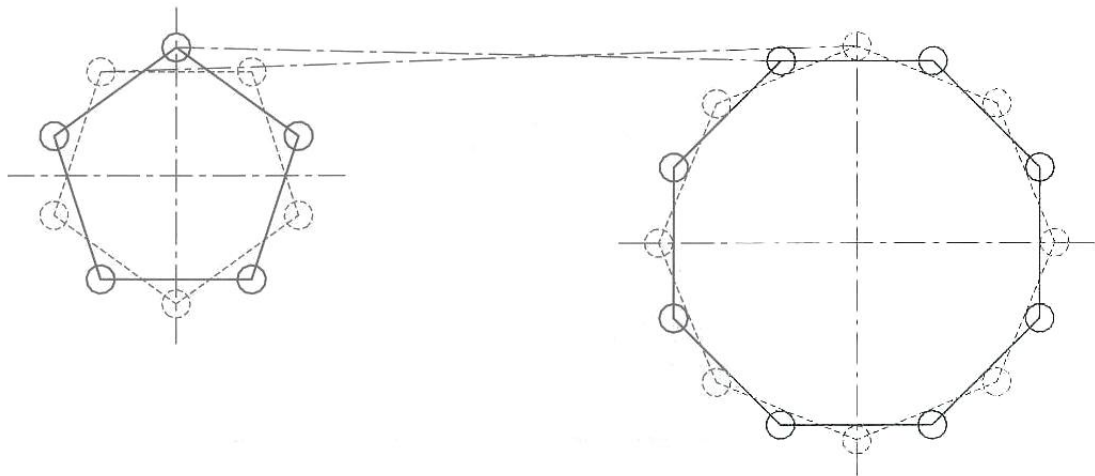
Durante o movimento correspondente ao ângulo AOB, a velocidade  $V_1$  varia entre um valor mínimo dado por  $V_1 = V \cdot \cos(\delta)$  que se verifica nos extremos A e B onde  $\delta = \pm \frac{\pi}{Z_1}$  e um valor máximo  $V_1 = V$  que se verifica para a posição  $A'$  em que o valor de  $\delta = 0$  e consequentemente  $\cos(0) = 1$ . A figura 3.4 ilustra a influência do número de dentes da polia motora  $Z_1$ , estas variações de aceleração têm pouca importância comparativamente com as variações verificadas em polias com baixo número de dentes.



**Figura 3.4 – Influência do número de dentes na oscilação da velocidade longitudinal  $V_1$ . [1]**

Em toda a análise anterior supusemos que durante o movimento a corrente permanecia sempre paralela entre si própria, o que supõe que as duas polias da transmissão estejam em fase, isto é, que os cumes dos dentes de cada polia passem pela normal à linha de eixos, exactamente no mesmo instante. Esta condição, normalmente, não se verifica, já que, para promover uma melhor distribuição do desgaste, se opta pela utilização de uma polia motora com um número de dentes ímpar e de uma polia com um número de dentes par (faz-se com que a distribuição do desgaste seja o mais aleatória possível reduzindo a frequência com que um determinado rolo engrena um determinado dente da polia motora). Assim, em posição oposta da polia motora e da polia movida, a posição do ramo tenso da corrente oscila de um ângulo formado entre as diagonais do paralelogramo constituído pelos quatro vértices correspondentes às posições extremas da corrente no engrenamento com a polia movida e a polia motora como podemos ver na figura 3.5.

Assim a polia movida estará sujeita a períodos de aceleração seguidos de desaceleração. Estas variações de aceleração dão origem a esforços suplementares sobre a transmissão, que, dada a sua natureza cíclica, podem mesmo, em certos casos, provocar fenómenos de ressonância com efeitos bastante prejudiciais. A frequência destes fenómenos cresce com o número de dentes e é dada por  $\frac{Z \cdot \omega}{2 \cdot \pi}$ .



**Figura 3.5 – Oscilação do ângulo do ramo tenso da corrente. [1]**

Mas a amplitude de excitação (proporcional à amplitude das acelerações) decresce com o aumento de  $Z$ . Assim, a escolha de valores elevados para  $Z$ , reduz fortemente a importância dos fenómenos atrás descritos. É aconselhável a utilização de polias motoras com mais de 17 dentes.

### 3.2.2.1.2 Variação da Velocidade Longitudinal $V_2$

Como vimos anteriormente, a velocidade transversal da corrente é dada por:

$$V_2 = V \cdot \text{sen}(\delta)$$

Como a cada rotação de um ângulo AOB corresponde uma variação de  $\delta$  entre  $\frac{\pi}{Z_1}$  e  $-\frac{\pi}{Z_1}$ , ocorrem as seguintes variações de  $V_2$ :

$$\text{Em } A: \quad V_2 = V \cdot \text{sen}\left(\frac{\pi}{Z_1}\right)$$

$$\text{Em } A': \quad V_2 = 0$$

$$\text{Em } B: \quad V_2 = -V \cdot \text{sen}\left(\frac{\pi}{Z_1}\right)$$

Quando a articulação da corrente chega ao ponto de contacto, ocorre uma variação instantânea da velocidade  $V_2$  entre o intervalo  $\left[-V \cdot \text{sen}\left(\frac{\pi}{Z_1}\right); V \cdot \text{sen}\left(\frac{\pi}{Z_1}\right)\right]$  ou seja, a velocidade  $V_2$  sofre uma variação no valor de  $2 \cdot V \cdot \text{sen}\left(\frac{\pi}{Z_1}\right)$  (figura 3.3)

Como:

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60} \quad \text{e} \quad D_1 = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{\pi}{Z_1}\right)}$$

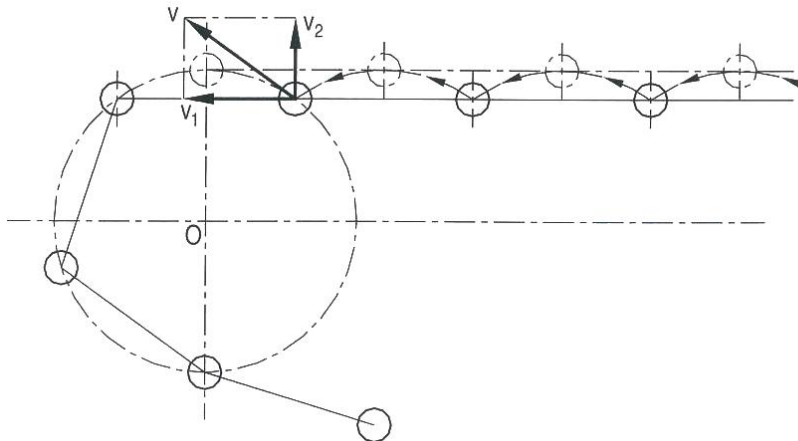
Vem:

$$\Delta V_2 = 2 \cdot V \cdot \text{sen}\left(\frac{\pi}{Z_1}\right) = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{60} \cdot \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{\pi}{Z_1}\right)} \text{sen}\left(\frac{\pi}{Z_1}\right) = \omega \cdot p$$

$$\text{Portanto:} \quad \Delta V_2 = \omega \cdot p$$

Vemos assim que a variação da velocidade transversal da corrente depende apenas da velocidade angular da polia motora e do passo da corrente.

As variações de  $V_2$  provocam igualmente vibrações no ramo tenso com uma frequência de excitação  $\frac{Z_2 \cdot \omega}{2 \cdot \pi}$ , sendo a amplitude do movimento tanto maior quanto menor for o número de dentes da polia motora.



**Figura 3.6 – Movimento de uma corrente ao entrar em contacto com a polia motora. [1]**

Assim para se reduzir o choque no início do engrenamento de cada articulação, é necessário reduzir a velocidade angular da polia motora, ou diminuir o passo da corrente.

### Resumo:

Numa transmissão por correntes, quanto maior for o passo da corrente e a velocidade angular da polia motora, maior serão os choques. Estes choques são essencialmente absorvidos pelos rolos da corrente.

As variações de velocidade linear da corrente serão tanto maiores quanto menor for o número de dentes da polia motora. Nas vibrações transversais, a amplitude de vibração será tanto maior quanto menor for o número de dentes da polia motora.

A velocidade média da corrente,  $V_m$ , pode ser dada pelo comprimento de corrente que passa numa das polias por unidade de tempo,  $[m/s]$ .

$$V_m = \frac{p \cdot Z \cdot n}{60000}$$

Em que:

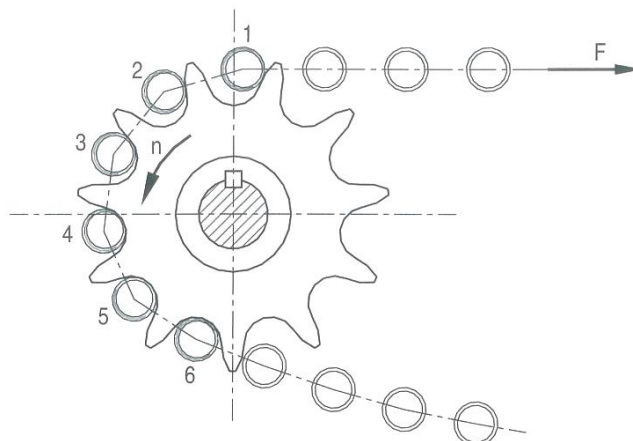
$p$	Passo da corrente [mm]
$Z$	Número de correntes da polia considerada
$n$	Velocidade de rotação da polia considerada [r.p.m.]

A relação de transmissão  $i$  também não pode ser calculada em termos do quociente entre diâmetros primitivos, mas sim pela seguinte expressão:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

### 3.2.2.2 Desgaste

A corrente ao longo do tempo vai aumentando a folga entre os pares pino/bucha e bucha/rolo, provocando um aumento do comprimento da corrente, que vai aumentar o comprimento do passo. Esse aumento vai provocar um enrolamento da corrente em torno da polia motora segundo um diâmetro superior ao diâmetro primitivo da polia motora.



**Figura 3.7 – Engrenamento de uma corrente de rolos que apresenta o passo alongado devido a desgaste.**

[1]

Podemos verificar que uma articulação ao passar da posição 1 para a posição 5 vai deslocar-se, sob tensão, ao longo do flanco do dente até atingir o seu fundo. Durante este movimento, o rolo gira em torno da bucha. Podemos dizer que a corrente de rolos tem um funcionamento correcto mesmo depois desgaste considerável. Deve-se considerar que uma corrente de rolos atingiu o seu limite de vida quando o alongamento percentual em relação ao comprimento inicial atingir o valor de 2%.

### 3.2.3 Selecção de Transmissão

A selecção de uma transmissão por corrente de rolos consiste em definir os seguintes elementos:

- Passo da Corrente
- Tipo de corrente (simples, dupla, tripla).
- Comprimento da corrente expresso em números de elos.
- Número de dentes das polias motora e movida;
- Entre-eixo.
- Tipo de lubrificação recomendada e de lubrificante.

Para tal é necessário saber os seguintes elementos:

- Potência a transmitir
- Velocidade de rotação das polias motora e movida;
- Condições de funcionamento: tipo de carga, horas de serviço/dia, máquinas motora e movida, etc.
- Valor aproximado da distância entre eixos.

#### 3.2.3.1 Selecção do Número de Dentes das Polias

Devemos seleccionar o número de dentes da polia motora de acordo com os seguintes aspectos:

- Como a maioria das transmissões tem um número par de elos para a corrente, a utilização do número impar de dentes para da polia motora assegura um desgaste uniforme tanto da corrente como da polia motora.
- A polia motora deve ter pelo menos um número de dentes superior a 17 dentes, devido a oscilações de velocidade linear da corrente, criando efeitos dinâmicos, que diminuem a vida útil da corrente. Para um número de dentes superior a 17 dentes a variação cíclica de velocidade torna-se insignificante para a maioria das aplicações.
- Quando o número de dentes da polia motora é elevado, podemos encontrar algumas desvantagens. Quanto maior a polia, para além do preço ser maior, pois temos mais



material, originam maiores forças centrífugas, diminuindo a eficiência da transmissão, influenciando apenas a velocidade linear da corrente,  $v$ . Existem limites para a velocidade linear da corrente ( $< 17 \text{ m/s}$ ) pois quando a velocidade excede esse valor, a força centrífuga aumenta bastante e não vai ser bom para a eficiência da corrente, por outro lado, temos a deficiência na lubrificação, devido à tendência para afastar o óleo dos componentes da corrente.

- Quando temos relações de transmissão elevadas, um número de dentes grandes para a polia motora terá como consequência a dificuldade de engrenamento entre a corrente e a polia quando aquela começa a apresentar algum desgaste. O número de dentes da polia movida não deve ultrapassar os 120 dentes, garantindo assim uma acomodação de toda a corrente que apresente já algum alongamento considerável, e dentro dos limites já referenciados (2% do comprimento total).

### 3.2.3.2 Determinação do Comprimento da Corrente e do Entre-Eixo

A potência a transmitir é bastante importante na escolha das correntes, assim como o tipo de máquinas motora e movida, o número de dentes da polia motora, o tipo de corrente e a velocidade de rotação da polia motora. Uma maneira simples de efectuar a selecção do tipo de correntes consiste na consulta do gráfico construído com base nas resistências à fadiga e ao desgaste dos componentes da corrente (placas, rolos e buchas). A figura 3.9 representa o modo de construção dos ábacos apresentados nos catálogos pelos fabricantes de correntes.

Por análise da figura 3.8, podemos observar que para baixas velocidades, o modo de ruína mais provável é a fadiga das placas, caso a potência a transmitir seja excessiva e ultrapassa a fronteira superior esquerda da área de projecto assinalada a tracejado. Quando temos elevadas velocidades de rotação, existe deficiência de lubrificação e ocorrem gripagens entre o pino e a bucha. E na intercepção destas duas linhas, ocorre o terceiro modo de ruína, que consiste na fadiga dos rolos e das buchas.

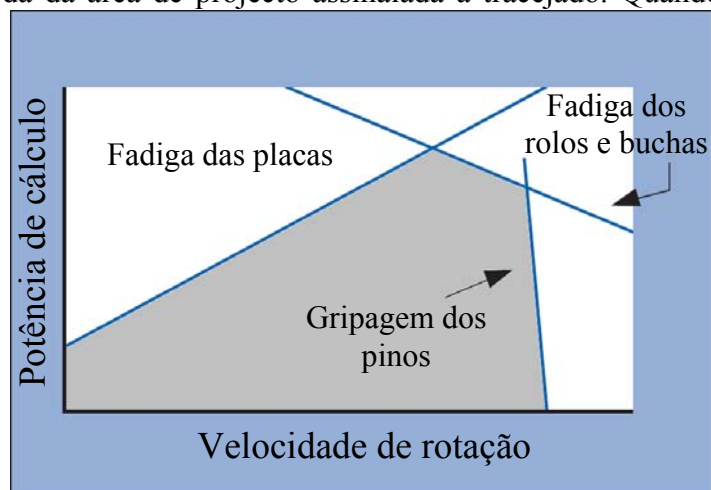


Figura 3.8 - Representação esquemática da construção de um ábaco de selecção de correntes de rolos.

### 3.2.3.2.1 Factor de Serviço

Quando as condições de funcionamento são diferentes das do diagrama da figura 3.9, a potência nominal a transmitir deve ser afectada de um factor de serviço  $K_s$ , determinado a partir da tabela 3.4, que geralmente é incluída nos catálogos dos fabricantes para correntes com 15000 horas de funcionamento.

### 3.2.3.2.2 Factor de Número de Dentes da Polia Motora

Tínhamos como base os 19 dentes da polia motora do ábaco da figura 3.9. Se se considerar um valor diferente para o número de dentes da polia motora, a equação  $P_c = P \cdot K_s \cdot \frac{19}{Z_1} \cdot \frac{1}{K_1}$  afecta a potência nominal do factor  $\frac{19}{Z_1}$ , traduzindo um efeito benéfico que se obtém pela utilização de um número de dentes da polia motora elevado, limitado superiormente pelos factores de custo e compacidade.

### 3.2.3.2.3 Factor de Tipo de Corrente

A utilização de correntes duplas e triplas é factor a considerar na equação  $P_c = P \cdot K_s \cdot \frac{19}{Z_1} \cdot \frac{1}{K_1}$ , através do factor  $K_1$ . Este factor toma os valores indicados na tabela 3.3 para os três tipos de correntes de rolos que se fabricam.

**Tabela 3.3 – Factor do tipo de corrente  $K_1$**

Corrente Simples	Corrente Dupla	Corrente Tripla
1	1,7	2,5

**Tabela 3.4 – Factor de serviço  $K_s$  em transmissões por corrente [7]**

Características da Máquina Motora		Características da Máquina Moviada		
		SEM CHOQUES Motores eléctricos, turbinas a gás e a vapor, motores de combustão interna com acoplamentos hidráulicos.	CHOQUES LIGEIRO Motores de combustão interna com mais de seis cilindros e acoplamentos mecânicos, motores eléctricos com arranques frequentes.	CHOQUES MODERADOS Motores de combustão interna com menos de seis cilindros e acoplamentos mecânicos.
<b>TRABALHO SUAVE</b>	Bombas centrífugas e compressores, máquinas gráficas, transportadores com carregamento uniforme elevadores, agitadores e misturadores de líquidos, secadores rotativos, convectores.	1	1,1	1,3
<b>CHOQUES MODERADOS</b>	Bombas e compressores (com mais de três cilindros), misturadores de betão, transportadores com carregamento não uniforme, agitadores e misturadores de sólidos.	1,4	1,5	1,7
<b>CHOQUES IMPORTANTES</b>	Máquinas de terraplanagem e escavadoras, moinhos de rolos e de esferas, máquinas de processamento de borracha, prensas e guilhotinas, bombas e compressores de um e dois cilindros.	1,8	1,9	2,1

#### 3.2.3.2.4 Determinação da Potência de Cálculo.

A potência de cálculo  $P_c$ , resulta da aplicação da seguinte expressão:

$$P_c = P \cdot K_s \cdot \frac{19}{Z_1} \cdot \frac{1}{K_1}$$

### 3.2.3.3 Selecção do Passo da Corrente

Para determinados valores da potência nominal a transmitir e da velocidade de rotação, é possível seleccionar passos diferentes para os três tipos de correntes (simples, duplas e tripla), E são tomados os seguintes critérios consoante a escolha.

A solução mais económica é a escolha da corrente simples, mas por vezes, as limitações de projecto / especificações, ou mesmo uma limitação de espaço que nos obrigaria a utilizar uma corrente dupla ou tripla de passos menores, e que suportasse mais carga (polias mais pequenas e menores distâncias entre-eixos).

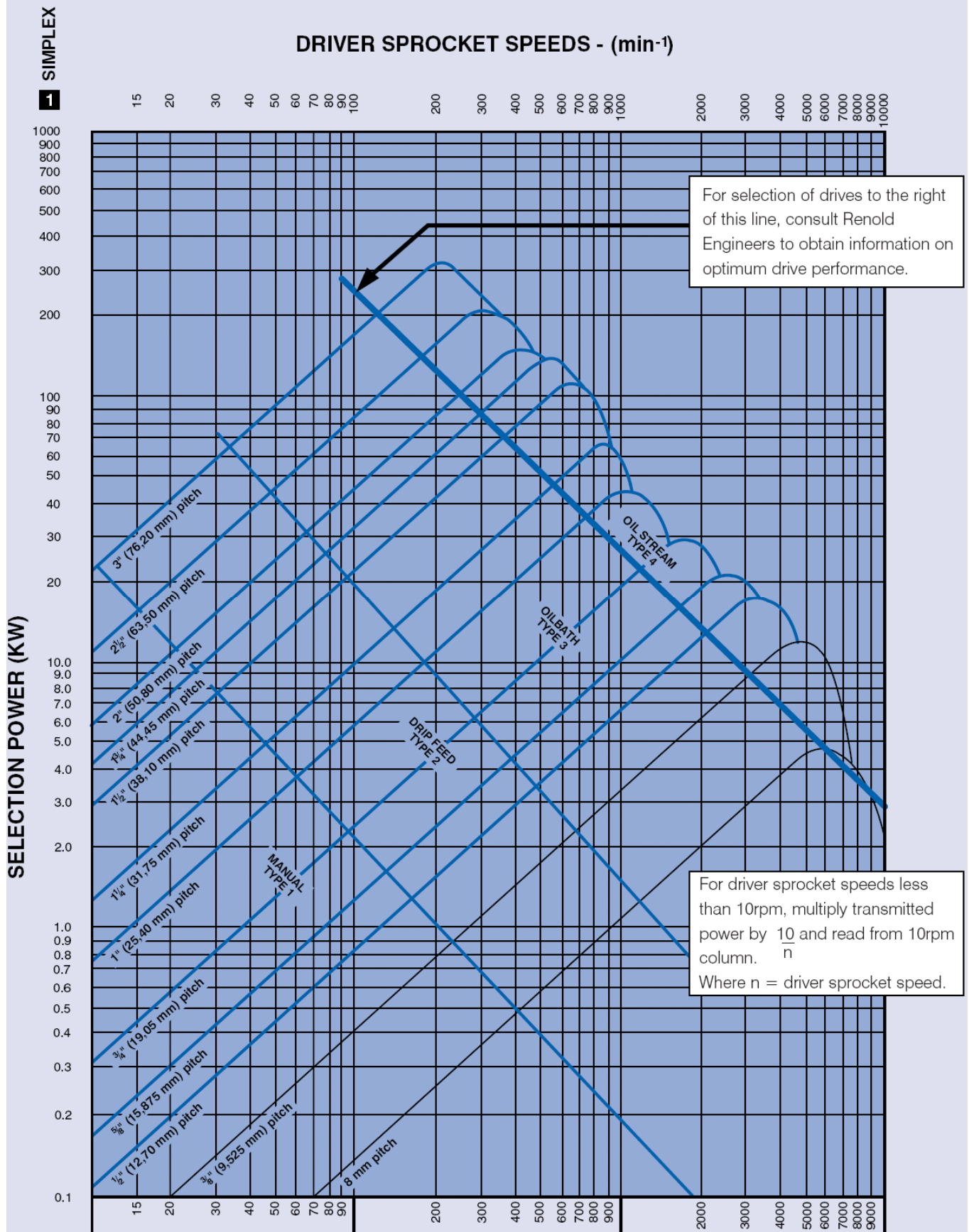
Para transmissões de pequena potência e elevada velocidade de rotação já é conveniente a utilização de uma polia motora de pequena dimensão, dando à corrente uma velocidade linear o mais baixo possível, reduzindo assim a força centrífuga. As correntes simples são as mais utilizadas neste tipo de casos.

Para transmissões de grande potência e elevada velocidade de rotação há conveniência em conservar um passo reduzido utilizando correntes duplas ou triplas de forma a reduzir a pressão específica nas superfícies de contacto e reduzir a velocidade linear da corrente.

Para transmissões de grande potência e pequena velocidade de rotação, um aumento do passo permite aumentar a velocidade linear da corrente e reduzir assim o esforço tangencial, e as correntes simples são suficientes neste caso. No entanto outras limitações podem limitar a escolha desse tipo de corrente.

O diagrama da figura 3.9 foi estabelecido com base em resultados obtidos em determinadas condições de ensaio, nomeadamente o número de dentes da polia motora (19 dentes), o grau de choque, distância entre eixos expressa em número de elos, vida mínima e condições de lubrificação. Por vezes as condições de serviço são diferentes das referidas, sendo necessário proceder a algumas alterações.

**EUROPEAN STANDARD CHAIN DRIVES**  
**Rating Chart using 19T Driver Sprocket**



**Figura 3.9 – Capacidade de carga de correntes de rolos simples segundo a Norma BS 228 [5]**

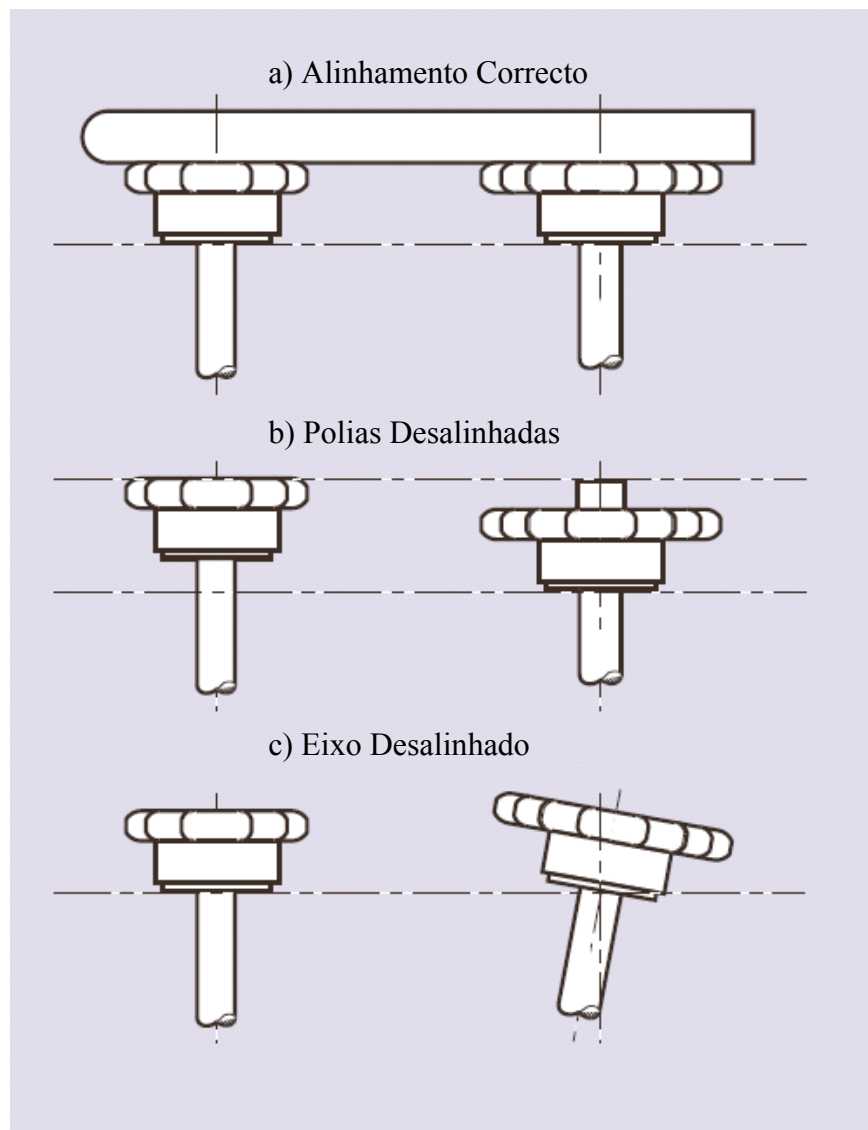
### 3.2.4 Montagem e Manutenção de Transmissões por Correntes de Rolos

A montagem correcta de uma transmissão é simples, e tem de seguir os seguintes aspectos:

- Os veios que transmitem o movimento devem ser paralelos e de preferência horizontais. Os veios devem rodar sem flexão.
- As polias motora e movida devem rodar sem folgas na árvore, para evitar a excentricidade devida ao enchavetamento. Qualquer excentricidade da polia movida ou da polia motora provoca vibrações e ruído, principalmente para grandes velocidades.
- O alinhamento das polias motora e movida, deve ser feito com o auxílio de uma régua colocada lateralmente sobre eles, como exemplificado na figura 3.10.
- A corrente deve ser colocada em funcionamento sem pré-tensão. A tensão será regulada para que o ramo bambo tenha uma ligeira folga de montagem. A flecha da corrente no ramo bambo não deve exceder os 2% do entre-eixo.



Figura 3.10 - Alinhamento das polias motora e movida com o auxílio de uma régua de nível. [2]



**Figura 3.11 – Tipos de alinhamentos correctos e incorrectos. [2]**

Para se efectuar o ajustamento da transmissão de forma a garantir uma montagem correcta e a permitir a compensação do desgaste, existem fundamentalmente dois processos. O primeiro pelo deslocamento do entre-eixo de uma das rodas e o segundo pela regulação por aplicação de uma polia tensora.

Se se optar pelo segundo processo, a utilização de uma polia tensora, o ramo bambo da corrente não deve formar uma linha recta a fim de evitar esforços de catenária excessivos, e deve ter pelo menos 17 dentes para reduzir o efeito poligonal.



### 3.2.4.1 Lubrificação

Mesmo que a pressão sobre os pinos das correntes seja relativamente elevada, as superfícies de trabalho para uma corrente calculada de forma correcta são amplamente suficientes, desde que as articulações sejam lubrificadas com regularidade. Sempre que falte o lubrificante as articulações desgastam-se muito mais depressa. O atrito entre as articulações faz crescer bastante a perda de energia sob a forma de calor, o que se traduz numa perda de potência e num rendimento fraco.

Tabela 3.5 – Óleos para transmissões por correntes.

Temperatura Ambiente [°C]	Classificação SAE
-5 a 25	SAE 30
25 a 45	SAE 40
45 a 56	SAE 50

O tipo de lubrificação a adoptar depende da potência a transmitir e da velocidade linear da corrente podendo ser escolhido directamente a partir do diagrama da figura 3.9.

Tabela 3.6 – Modos de lubrificação por óleo em transmissões por correntes

Processo de lubrificação	I - Manual	II – Gota a gota	III – Banho de óleo	IV - Spray
Potências	Baixas	Até 37kW	Até 37kW	Quaisquer condições, mas essencialmente para potências superiores a 37 kW
Velocidades	Baixas	Até 6m/s	Até 10m/s	

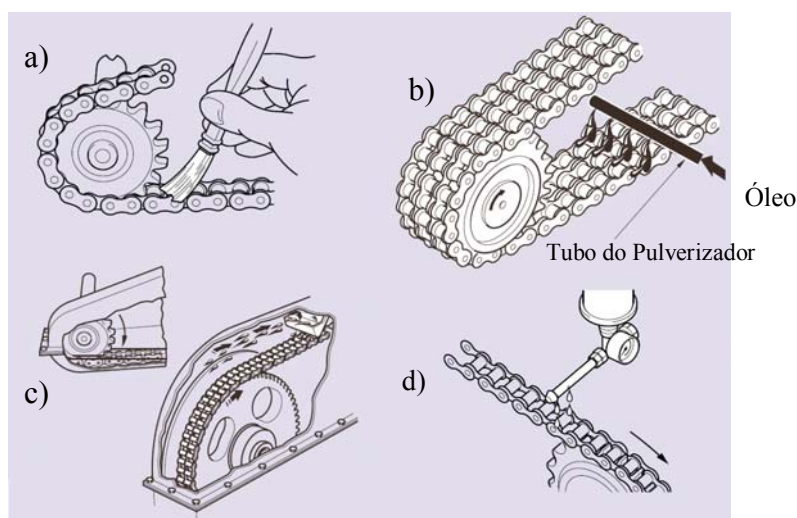


Figura 3.12 – Modos de lubrificação de correntes a) Manual; b) Spray; c) Banho de Óleo; d) Gota a gota.



Na tabela 3.6 estão os quatro tipos básicos de lubrificação, com indicação dos respectivos campos de aplicação, exemplificados na figura 3.12.

### 3.2.4.2 Manutenção

A manutenção de uma transmissão por corrente consiste em verificar se as condições da montagem iniciais não sejam modificadas, se existe boa lubrificação e se o estado da corrente, as polias movida e motora estão em boas condições para garantir uma segurança adequada.

Deve-se ter em conta o alongamento da corrente ao longo do tempo de uso, ajustando a flecha máxima.

Devemos também verificar o elo de união para verificar se este se encontra em boas condições.

### 3.2.5 Análise de Solicitações em Correntes

Para se determinar os esforços sobre os ramos de uma corrente devemos considerar o peso próprio da corrente (força de catenária) e quando está em movimento temos também de considerar a força centrífuga.

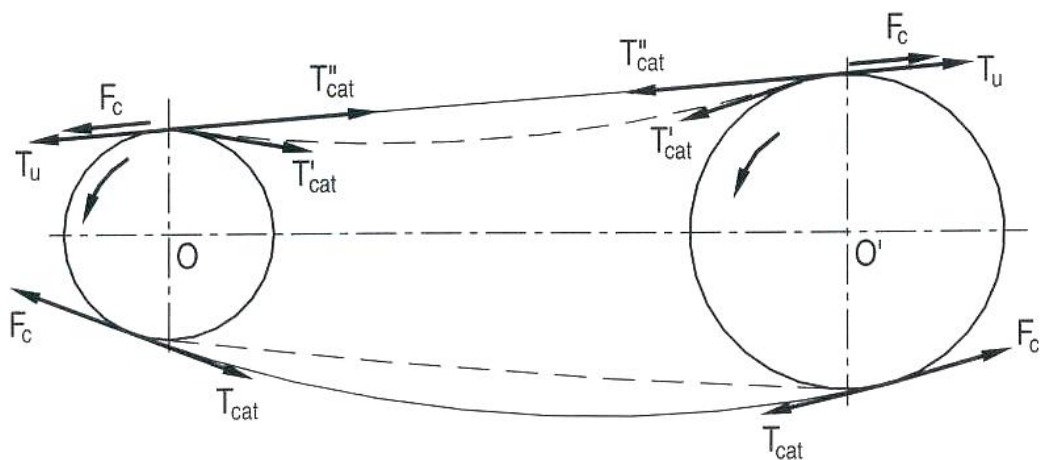


Figura 3.13 – Esforços nos ramos de uma corrente [1]

Na figura 3.13 estão representados os esforços a que a corrente está submetida no ramo bambo e o ramo tenso, que neste caso é o de baixo e o de cima respectivamente. Sobre o ramo bambo está a actuar um esforço  $F_c$  devido ao efeito da força centrífuga do peso próprio da parte livre da corrente por efeito de catenária. Sobre o ramo tenso o esforço devido à transmissão de potência é o esforço útil,  $T_u$ . Temos ainda uma resultante da acção da força centrífuga sobre cada um dos elos que compõem o arco engrenado em cada uma das polias,  $F_c$ .

Quando a transmissão está parada, as polias motora e movida podem mover-se em qualquer sentido e os dois ramos da corrente tornam uma forma encurvada, devido ao efeito da catenária, ficando submetidos aos esforços representados na figura 3.13 em cima  $T_{cat}$  e  $T'_{cat}$ .

Quando a transmissão está em movimento, a polia motora cria uma tensão  $T_u$  na corrente que irá colocar a corrente sob tensão e a polia movida reagirá com uma força de frenagem oposta a  $T_u$ . Quando a corrente ocupa a sua posição de equilíbrio, o ramo tenso, devido à acção de catenária, será submetido a uma força  $T''_{cat}$ . Nas extremidades do ramo tenso na polia motora e na polia movida, esta força  $T''_{cat}$  é directamente oposta à força  $T_u$  e à força  $F_c$ , pelo que qualquer ponto do ramo tenso estará apenas sujeito ao efeito de catenária que equilibra as outras duas forças directamente opostas. Podemos então dizer que o meio de transmissão de potência através do ramo tenso entre a polia motora e a polia movida é a força de catenária  $T''_{cat}$ , vindo então:

$$T''_{cat} = T_u + F_c$$

Sobre o ramo bambo o esforço  $F_c$  equilibra parcialmente o esforço  $T_{cat}$ , sendo a diferença equilibrada pela reacção do último dente engrenado sobre as polias. Logo os esforços no ramo tenso  $T_1$  e no ramo bambo  $T_2$  são dados por:

$$T_1 = T_u + F_c$$

$$T_2 = F_c + T_{cat}$$

### 3.2.5.1 Força Útil

A força útil  $T_u$  é a única força que é responsável pela transmissão da potência  $P$  e pode ser calculada através da seguinte expressão:

$$T_u = \frac{P}{V_m}, \text{ onde } V_m \text{ é a velocidade média da corrente.}$$

### 3.2.5.2 Força Centrífuga

A força centrífuga pode ser calculada pela expressão:

$$F_C = \frac{q \cdot V_m^2}{g} \quad \text{ou:} \quad F_C = \frac{q \cdot Z^2 \cdot n^2 \cdot p^2}{3600 \cdot 10^6}$$

Onde:

- $F_C$  – Força centrífuga [N]
- $q$  – Peso por unidade de comprimento [Kgf/m]
- $Z$  – Número de dentes da polia considerada [unidades]
- $n$  – Velocidade de rotação da polia considerada [r.p.m.]
- $p$  – Passo da corrente [mm]

Podemos concluir que quando a corrente tem velocidade a força centrífuga aumenta com o peso da corrente, com o quadrado do número de dentes da polia, com o quadrado da velocidade de rotação da polia e com o quadrado do passo da corrente. Para velocidades elevadas o esforço devido à força centrífuga desempenha um papel importante na escolha da corrente.

### 3.2.5.3 Força de Catenária

Nas correntes o peso por unidade de comprimento é considerável então vamos ter de considerar o peso da corrente, que é a força de catenária,  $T_{cat}$ , esta força pode ser determinada através da equação seguinte:

$$T_{cat} = \frac{q \cdot C^2}{8000 \cdot f} + \frac{q \cdot f}{2000} \quad \text{com:} \quad f = \sqrt{0,5 \cdot C (L_r - L)}$$

Onde:

- $C$  – Entre-eixo [mm]
- $q$  – Peso por unidade de comprimento [Kgf/m]
- $f$  – Flecha [mm]
- $L_r$  – Comprimento real da corrente [mm]
- $L$  – Comprimento teórico da corrente [mm]

Podemos verificar que a força da catenária,  $T_{cat}$ , depende do peso por unidade de comprimento,  $q$ , do entre-eixo,  $C$ , e da flecha,  $f$ . Esta força só se manifesta no ramo bambo da corrente, já que no ramo tenso a força da catenária anula com a componente vertical do somatório da força útil com a força centrífuga.

#### 3.2.5.4 Esforços nos Veios

A polia que através da transmissão por corrente, induz esforços ao veio. Um desses esforços é o momento torsor  $M_t$ . O momento torsor é calculado através da equação seguinte e vem em função da potência nominal,  $P$ , e da velocidade média da corrente,  $V_m$ , provocando tensões de corte nos veios.

$$M_t = \frac{P}{V_m} \cdot \frac{d}{2}$$

Vamos ainda ter uma carga dinâmica, que terá a direcção, o sentido e a intensidade da força útil  $T_u$ , criando tensões de corte e flexão no veio.

### 3.2.6 Defeitos nas Correntes de Rolos

#### 3.2.6.1 Fricção na corrente de rolos



**Figura 3.14 – Fricção na corrente de rolos**

Podemos verificar um desgaste anormal nos elos laterais e nos pinos. Possivelmente a corrente está a tocar em algum componente fixo, que devido à fricção provoca desgaste não só na corrente como também no outro componente.

Podemos resolver o problema, alinhando de novo a corrente com as polias movidas e motoras de modo a que não exista fricção em qualquer outro componente.

#### 3.2.6.2 Corrosão



**Figura 3.15 - Corrosão**

Esta corrente para além de ter estado em contacto com água, não foi lubrificada regularmente e as peças externas foram corroídas gradualmente até que os componentes não deslizam uns com os outros. Devido a estes factores o desgaste é mais acentuado. Uma maneira de evitar este processo é proteger a corrente do contacto com a água. Caso não seja possível, então devemos aumentar a frequência de lubrificação.

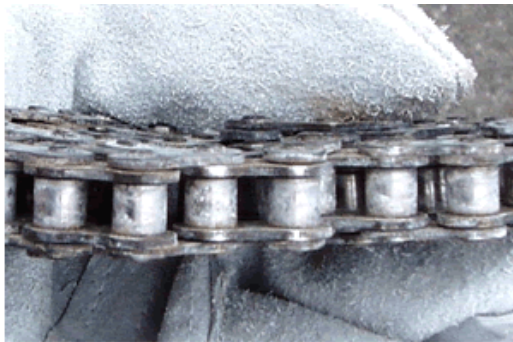
### 3.2.6.3 Fendas, Placa Exterior Fissurada



**Figura 3.16 - Fendas placa exterior fissurada**

Devido ao carregamento elevado e impulsivo, por vezes a propagação de fendas podem ocorrer nos elos de ligação. A fenda propaga-se normalmente do interior do furo (zona de concentração de tensões) para o exterior, sendo este resultado uma falha por fadiga. Devemos eliminar os carregamentos impulsivos e de elevada carga, ou seleccionar uma corrente com um paço maior.

### 3.2.6.4 Erosão / Corrosão



**Figura 3.17 - Erosão / Corrosão**

A corrente foi sujeita a um ataque químico, de um produto com 75% de água e 25% soda cáustica. A corrosão faz com que as articulações fiquem presas.

### 3.2.6.5 Fadiga



**Figura 3.18 – Fadiga**

Neste caso pela imagem podemos verificar que a articulação estava extremamente seca e não tem sinal de lubrificação. A má utilização da corrente provocou uma falha por fadiga.

#### 3.2.6.6 Fractura



**Figura 3.19 - Fractura**

A bucha fracturou porque foi usado um tratamento de zinco, o que não era o mais apropriado para os requisitos pretendidos.

Deve-se ter em atenção os requisitos pretendidos.

#### 3.2.6.7 Desgaste por Contacto



**Figura 3.20 - Desgaste por contacto**

A transmissão não está a ser lubrificada como devia. Devemos remover a oxidação, caso os pinos estejam bons ou remover todos os pinos e/ou componentes que estejam danificados e tentar alterar o sistema de lubrificação. Se existir algum sistema de lubrificação deve-se aumentar a frequência de inspecção.

#### 3.2.6.8 Esfolamento



**Figura 3.21 - Esfolamento**

Mais uma vez a deficiência de lubrificação é visível, uma vez que devido ao mau funcionamento do pino em contacto com a bucha e a bucha em contacto com o rolo provocam estes riscos nos rolos.



### 3.2.6.9 Desgaste Devido a Deficiência no Alinhamento e Lubrificação



**Figura 3.22 - Deficiência no alinhamento e na lubrificação**

Durante a vida “curta” desta corrente (6 meses) notou-se que nenhum lubrificante foi aplicado a esta depois do início do seu funcionamento. Para um bom funcionamento da transmissão por corrente, um mínimo de lubrificante é aconselhável, para não se perder potência em forma de calor.

### 3.2.6.10 Falha do Material



**Figura 3.23 - Falha do material**

O tratamento térmico na polia foi feito de uma maneira errada originando uma falha de material.

### 3.2.6.11 Desgaste por Picada

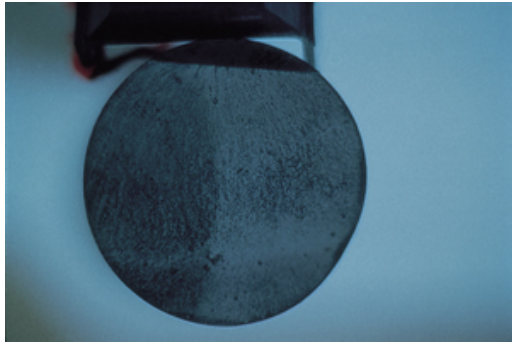


**Figura 3.24 - Desgaste por picada**

Como podemos ver o pino é de uma transmissão de grandes dimensões (passo elevado). A transmissão tem funcionado em ambientes molhados e o revestimento externo foi-se desgastando. Isto resultou na corrosão de picada das placas e das buchas.



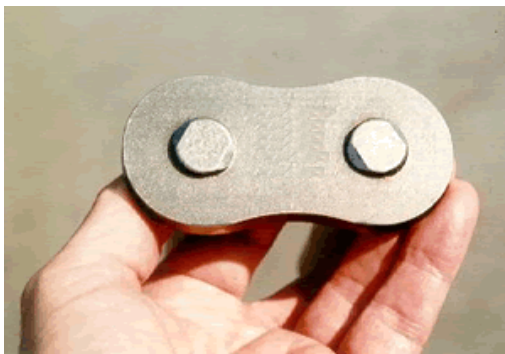
### 3.2.6.12 Sobrecarga



**Figura 3.25 - Sobrecarga**

O pino prolongado falhou devido à sobrecarga repentina ou choque. Deve-se determinar a razão para o choque/sobrecarga e remover a causa do problema ou redesenhar o pino para suportar a carga.

### 3.2.6.13 Rotação dos Pinos



**Figura 3.26 - Rotação dos pinos**

Podemos verificar que os pinos rodaram. Isto acontece quando a corrente é sobrecarregada. Deve-se aumentar o passo da corrente.

### 3.2.6.14 Desgaste por Uso



**Figura 3.27 - Desgaste por uso**

Podemos verificar que os pinos estão desgastados, isto deve-se ao alongamento da corrente. Devemos monitorizar a deformação da corrente.

### 3.2.6.15 Dente Desgastado da Polia Motora



**Figura 3.28 - Dente desgastado da polia motora**

Podemos verificar que a polia sofreu um desgaste no dente da polia devido à força da corrente, criando ali um desgaste. Provavelmente a corrente foi trocada, deixando as polias antigas. Ao longo do uso da corrente e das polias, a corrente vai dilatando e os dentes das polias ficam com passo maior, compensando um com o outro. Se se trocar a corrente deve-se verificar o passo das polias, para não haver um desgaste anormal, devido a uma maior folga entre o passo da corrente (nova) e o passo das polias (usadas).

### 3.3 Correias Dentadas (*Timing Belts*)

As correias dentadas possuem um núcleo metálico interior (armação), que é geralmente constituído por várias superfícies helicoidais de cabos metálicos com fios elementares de diâmetro de 0,05 até 0,1mm, em aço, cuja carga de rotura é sempre superior a 2000MPa. O revestimento é feito em “vulcolan”, “superpoliamida” ou “neoprene”. Neste ultimo caso, uma banda têxtil, muitas vezes de Nylon, recobre a superfície do dentado, o que facilita a moldagem à polia e aumenta a resistência ao desgaste e ao corte dos dentes.

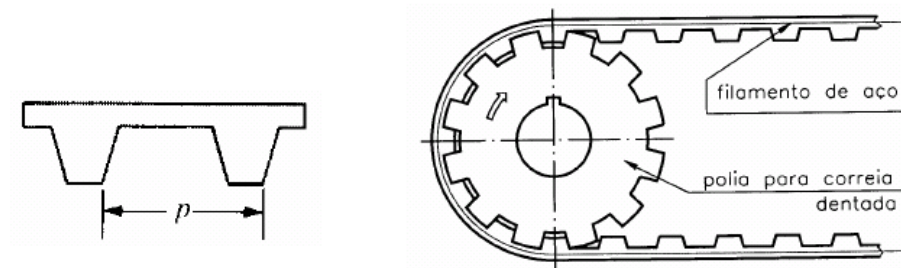


Figura 3.29 - Desenho de uma correia dentada

#### 3.3.1 Nomenclatura e Relações Geométricas

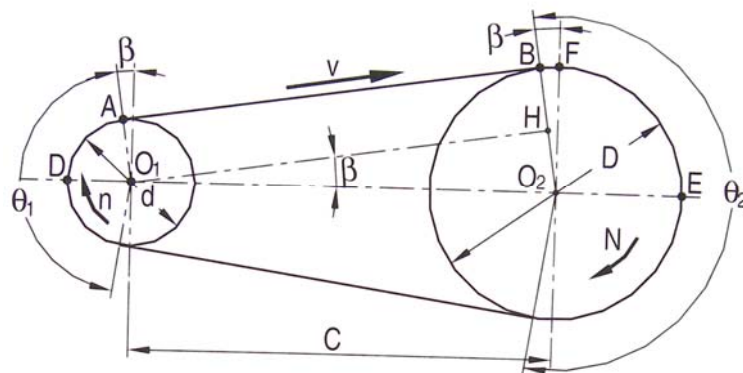


Figura 3.30 - Geometrias de uma transmissão por correia aberta [1]

Por análise geométrica da figura 3.30 podemos obter as seguintes expressões para correias dentadas que vamos ver de seguida.

Onde:

- $p$  - Passo [mm].
- $d$  - Diâmetro da polia motora [mm].
- $D$  - Diâmetro da polia movida [mm].
- $n$  - Velocidade angular da polia motora [r.p.m.].
- $N$  - Velocidade angular da polia movida [r.p.m.].
- $\theta_1$  - Ângulo de contacto na polia motora [rad].
- $\theta_2$  - Ângulo de contacto na polia movida [rad].
- $v$  - Velocidade linear da correia [m/s]
- $C$  - Distância entre eixos [mm].
- $\beta$  - Ângulo formado entre os ramos da correia e a linha de eixos [rad].

### 3.3.1.1 Relação de transmissão, $i$

$$i = \frac{n}{N} = \frac{D}{d}$$

### 3.3.1.2 Comprimento Primitivo da Correia, $L$

$$L = 2 \cdot (DA + AB + BE)$$

Com:  $AB = C \cdot \cos(\beta)$  ;  $DA = \frac{d}{2} \left( \frac{\pi}{2} - \beta \right)$  ;  $BE = \frac{D}{2} \left( \frac{\pi}{2} + \beta \right)$

$$\beta = \frac{\pi - \theta_1}{2}$$

Substituindo todas as equações na equação do comprimento da correia,  $L$ , fica:

$$L = \frac{\pi}{2} \cdot (d + D) + 2 \cdot C \cdot \sin\left(\frac{\theta_1}{2}\right) + \frac{\pi}{2} \cdot \left(1 - \frac{\theta_1}{\pi}\right) \cdot (D - d)$$

### 3.3.1.3 Ângulo de Contacto na Polia Menor, $\theta_1$

$$\theta_1 = \pi - 2 \cdot \arcsen\left(\frac{D - d}{2 \cdot C}\right) = 2 \cdot \arccos\left(\frac{D - d}{2 \cdot C}\right)$$

### 3.3.1.4 Velocidade Linear da Correia, $v$

$$v = \frac{d \cdot n}{19100}$$

### 3.3.2 Selecção da Transmissão

Para o projecto de uma transmissão por correias, devemos estar munidos dos seguintes elementos:

1. Potência a transmitir;
2. Tipos de máquinas motoras e movida
3. Velocidade angular dos veios motor e movido;
4. Entre-eixo
5. Condições de serviço (tempo de serviço/dia, ambiente e temperatura etc);
6. Tipo de carga (uniforme, choques moderados, choques intensos).

Com estes elementos podemos seleccionar:

1. A correia a utilizar e suas características.
2. As polias e suas características.

Assim nas correias dentadas selecciona-se o passo, a largura e o comprimento primitivo.

#### 3.3.2.1 Determinação da Potência de Cálculo

A potência de cálculo  $P_c$  obtém-se multiplicando a potência nominal a transmitir,  $P$ , pelo factor de serviço  $K_s$ . Este factor é função do tipo de máquinas motora e movida e das condições de serviço e de carga, efectuando-se a sua escolha a partir de tabelas normalmente incluídas nos catálogos dos fabricantes. De seguida é apresentado uma tabela, a tabela 3.7 retirada de um catálogo, para a determinação do factor de serviço.

**Tabela 3.7 – Factor de serviço  $K_s$  em transmissões por correias dentadas. [1]**

<b>Máquina movida</b>	<b>Máquina motora</b>					
	<b>Motores AC:</b> Binário normal ( $Ba < 2 \times Bn$ ): Sincronos, monofásicos e trifásicos <b>Motores DC:</b> Ligação em derivação <b>Motores de combustão interna:</b> Policilíndricos			<b>Motores AC:</b> Binário elevado ( $Ba > 2 \times Bn$ ): Monofásicos e trifásicos <b>Motores DC:</b> Ligação em série e <i>compound</i> , servo-motores <b>Motores de combustão interna:</b> Monocilíndrico, veios de transmissão; embraiagens		
	Serviço intermit.	Serviço normal	Serviço contínuo	Serviço Intermit.	Serviço normal	Serviço contínuo
	Operação o até 8h/dia	Operação 8-16 h/dia	Operação > 16 h/dia	Operação o até 8h/dia	Operação 8-16 h/dia	Operação > 16 h/dia
Equipamento de exposição. Equipamento de distribuição. Instrumentação. Equipamento de medição. Equipamento médico. Equipamento de escritório. Equipamento de projecção.	1,0	1,2	1,4	1,2	1,4	1,6
Utensílios. Varredores. Máquinas de costura. Screens: forno, tambor, crónico. Máquinas para madeira (leves): serrotes de fita, berbequins, tornos.	1,1	1,3	1,5	1,3	1,5	1,7
Agitadores para líquidos. Transportadores de banda (pequeno porte). Perfuradores. Tornos. Serras. Máquinas para lavandarias. Máquinas para madeira (pesadas): serras circulares, berbequins, plainas.	1,2	1,4	1,6	1,6	1,8	2,0
Agitador para líquidos pastosos. Compressores centrífugos. Transportadores de banda: minério, carvão, areia. Anassadoras. Veios de transmissão. Máquinas-ferramentas: rectificadoras, limadores, mandriladoras, fresas. Máquinas para papelarias (excepto <i>pulpers</i> ): prensas, puncionadoras, guilhotinas. Máquinas para arte gráfica. Bombas: centrífugas e de engrenagens. Screens: rotativas e vibrantes.	1,3	1,5	1,7	1,6	1,8	2,0
Maquinaria de cerâmica (excepto moinhos de barro) Transportadores: avental, panela, elevador. Extractores. Máquina de lavar. Ventiladores. Exaustores centrífugos. Geradores e alternadores. Guinchos. Maquinaria para borracha. Moinhos. Extrusoras.	1,4	1,6	1,8	1,8	2,0	2,2
Centrifugadores. Transportadores de parafuso. Moinhos de martelos. <i>Pulpers</i> de papel. Maquinaria têxtil.	1,5	1,7	1,9	1,9	2,1	2,3
Exaustores: deslocamento positivo. Ventilador de mina. Pulverizadores.	1,6	1,8	2,0	2,0	2,2	2,4
Compressores alternativos. Trituradores: giratório, forquilha, rolos. Moinhos: bolas, roletes, seixos. Bombas: alternativas. Britadeiras.	1,7	1,9	2,1	2,1	2,3	2,5

No caso de a transmissão por correia dentada ser do tipo multiplicadora de velocidade, deve-se ainda adicionar a  $K_s$  um factor retirado da tabela 3.8.

Tabela 3.8 - Factor de serviço adicional em transmissões multiplicadoras por correias dentadas. [1]

Razão de Transmissão	1 a 1,24	1,25 a 1,74	1,75 a 2,49	2,50 a 3,49	>350
Factor de Serviço Adicional	0	0,1	0,2	0,3	0,4

### 3.3.2.2 Selecção da Secção da Correia

Consultando os gráficos semelhantes aos gráficos apresentados na figura 3.31, tomando apenas como dados a potência de cálculo,  $P_c$ , e a velocidade angular da árvore mais rápida,  $n$ , obtém-se o passo da correia a utilizar.

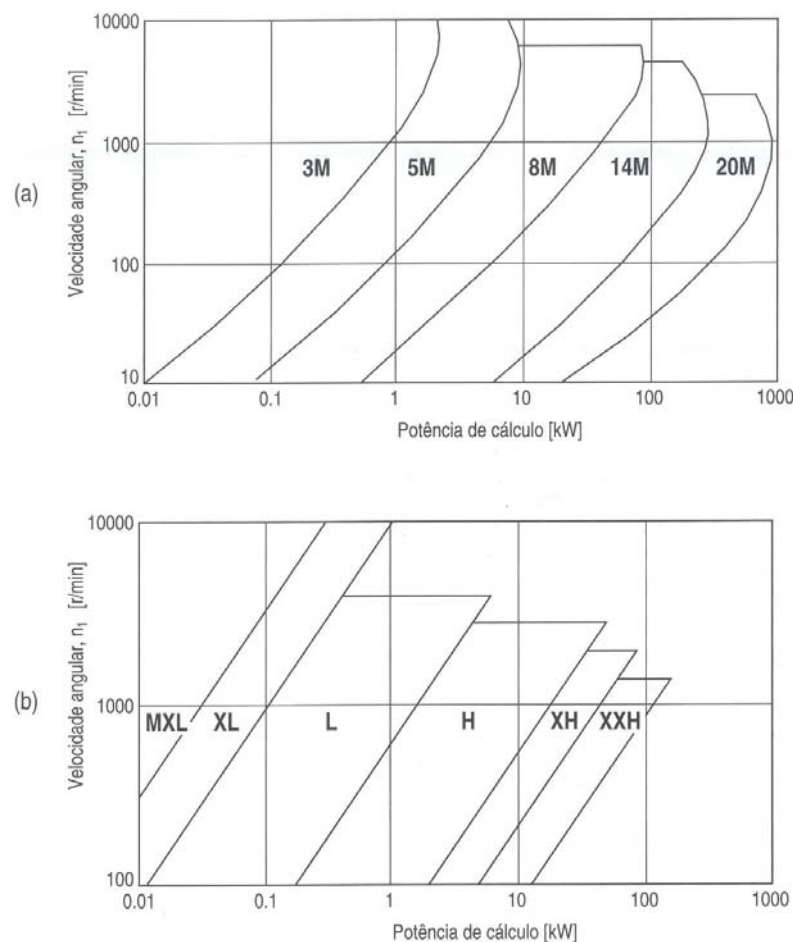


Figura 3.31 – Diagrama de capacidade de carga de correias dentadas Gates a) Tipo *POWERGRIP GT2* b) Clássicas [1].

Na figura 3.31 temos um exemplo de dois ábacos de selecção de correntes dentadas correspondentes a dois dos tipos de correias dentadas apresentadas em catálogo pelos fabricantes. As correias dentadas do tipo *POWERGRIP* GT2 para além de se utilizar melhores matérias na sua constituição, possuem também um perfil de dentado optimizado com vista a reduzir a concentração de tensões, resistindo assim melhor à fadiga. Na figura 3.32 estão representados três tipos de perfil de correias dentadas que o fabricante *Gates* apresenta na sua gama de fabrico. Destacando-se como referido anteriormente as do tipo *POWERGRIP* GT2 e a um tipo novo *GT*, para além das clássicas.

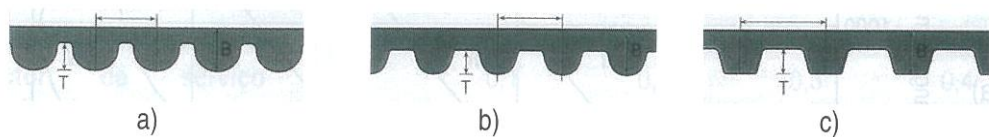


Figura 3.32 – Perfis de correias dentadas *Gates* a) Tipo *POWERGRIP* GT2; b) Tipo *GT*; c) Clássico. [1]

### 3.3.3 Escolha das Polias e Comprimento da Correia

#### 3.3.3.1 Selecção dos Diâmetros Primitivos das Polias

Para uma determinada potência  $P$  a transmitir, o esforço útil sobre a correia é tanto menor quanto maior for a velocidade linear da correia  $v$ , ou seja, quanto maior for o diâmetro primitivo da polia motora. Existem outras limitações ao diâmetro primitivo das polias, nomeadamente, maior custo, limitações de espaço e maiores forças centrífugas, pois a força centrífuga, as quais virão adicionadas à força útil, diminuindo a capacidade de transmissão de potência da corria.

A velocidade linear da correia deve ser inferior a um determinado valor máximo admissível, indicado pelo fabricante em função da secção da correia.

Uma vez seleccionado o diâmetro da polia menor, aplicando a equação  $i = \frac{n}{N} = \frac{D}{d}$ ,

fácilmente se retira o diâmetro da polia maior.

Deve-se optar por valores normalizados dos diâmetros primitivos das polias. Se não for possível, deve-se escolher pelo menos a polia maior normalizada.



### 3.3.3.2 Distância Entre Eixos e Comprimento da Correia

Com os diâmetros das polias escolhidos,  $d$  e  $D$ , e do entre-eixo desejado  $C$ , pode-se calcular o comprimento primitivo da correia,  $L$ , utilizando a equação

$$L = \frac{\pi}{2} \cdot (d + D) + 2 \cdot C \cdot \sin\left(\frac{\theta_1}{2}\right) + \frac{\pi}{2} \cdot \left(1 - \frac{\theta_1}{\pi}\right) \cdot (D - d).$$

Normalmente esse comprimento não coincide com os valores normalizados. Então deve-se escolher o valor normalizado mais próximo e voltar a calcular o valor do entre-eixo através das mesmas equações. Fazendo assim o calculo inverso.

### 3.3.3.3 Determinação da Largura ou do Número de Correias

Pretendemos seleccionar a largura da correia dentada, e tomamos como dados a velocidade de rotação da polia menor,  $n$ , o diâmetro da polia menor,  $d$ , e o passo da correia,  $p$ , selecciona-se a potência básica,  $P_b$ , para uma determinada largura de referência e um comprimento de referência, por simples consulta de tabelas incluídas nos catálogos dos fabricantes.

Se por algum motivo não temos a velocidade de rotação da polia menor, o diâmetro da polia menor ou o passo da correia escolhidos então temos de recorrer à expressão em que entram os factores de largura,  $C_w$ , o de comprimento,  $C_L$ , e por um factor de dentes em contacto,  $C_T$ , que são extraídos das tabelas dos catálogos dos fabricantes de correias dentadas, para se obter a potência transmissível da correia nas condições reais de serviço.

$$P_t = P_b \cdot C_w \cdot C_L \cdot C_T \geq P_c$$

Para valores do número de dentes em contacto,  $Z_c$ , inferiores a seis, a potência básica é reduzida pelo factor de dentes em contacto,  $C_T$ , retirados da tabela 3.9.

**Tabela 3.9 – Factor de dentes em contacto  $C_T$ . [1]**

Dentes em Contacto $Z_c$	>6	5	4	3	2
Factor de Serviço Adicional	1	0,8	0,6	0,4	0,2

Para se estabelecer o número de dentes em contacto, usa-se a seguinte equação:

$$Z_c = Z_1 \left[ 0,5 - \frac{(Z_2 - Z_1)}{18,85 \cdot C} \right]$$

Onde:

$Z_c$  é o número de dentes em contacto,

$Z_1$  é o número de dentes da polia menor

$Z_2$  é o número de dentes da polia maior

$C$  é o entre-eixo dividido pelo passo da correia (número de passos)

### 3.3.4 Pormenores Construtivos e de Montagem

Nos catálogos dos fabricantes de correias dentadas estão também incluídas tabelas que permitem a escolha das respectivas polias com indicação das suas principais dimensões. Estas polias são caracterizadas pelos seguintes parâmetros: passo, número de dentes, largura e diâmetro primitivo.

Na tabela 3.10 estão apresentados o número de dentes recomendados de polias para correias dentadas. As polias podem ou não conter bordos destinados a evitar o deslizamento lateral, que resulta de forma helicoidal da rede de cabos que constituem a armadura e, no caso dos eixos verticais, do peso da própria correia.

### 3.3.5 Estudo Dinâmico de Transmissões por Correias Dentadas

As correias dentadas não se baseiam no princípio do atrito e portanto, não necessitam de pré-tensionamento. Neste aspecto as correias dentadas são muito semelhantes às correntes,

pelo que a sua análise dinâmica é comum às correntes de rolos, a única diferença é que podemos desprezar a força de catenária  $T_{cat}$ , devido ao reduzido peso por unidade de comprimento das correias dentadas.

**Tabela 3.10 - Números de dentes recomendados de polias para correias dentadas. [1]**

Secção da correia										
<i>POWERGRIP GT2 Gates</i>					Perfil Clássico					
3M	5M	8M	14M	20M	MXL	XL	L	H	XH	XXH
10	12	22	28	34	10	10	10	14	18	18
12	14	24	29	36	12	11	12	16	20	20
15	15	26	30	38	14	12	13	18	22	22
16	16	28	32	40	15	14	14	19	24	24
18	18	30	34	44	16	15	15	20	26	26
20	20	32	36	48	18	16	16	21	28	30
21	21	34	38	52	20	18	17	22	30	34
22	22	36	40	56	22	20	18	24	32	40
24	24	38	44	60	24	21	19	26	40	48
26	26	40	48	64	28	22	20	28	48	60
28	28	44	56	68	30	24	21	30	60	72
30	30	48	64	72	32	26	22	32	72	90
32	32	56	72	80	36	28	24	36	84	
36	36	64	80	90	40	30	26	40	96	
40	40	72	90	112	42	32	28	44	120	
44	44	80	112	144	48	36	30	48		
48	48	90	144	168	60	40	32	60		
60	60	112	168	192	72	42	36	72		
72	72	144	192	216	80	44	40	84		
		168	216			48	44	96		
		192				60	48	120		
						72	60			
							72			
							84			

## 4 Cálculos Associados à Caixa de Velocidades nas Condições de Potência Máxima.

### 4.1 Motor e caixa de velocidades de origem de uma Honda CBR 600 RR (2005-2006)



Figura 4.1 – CBR 600 RR (2005-2006)

#### Especificações

##### Motor:

Tipo de motor	4 tempos, 4 cilindros em linha refrigeração líq.
Diâmetro x Curso	67 x 42,5 mm
Cilindrada	599 cm <sup>3</sup>
Taxa de compressão	12:1
Alimentação	Injecção electrónica de combustível
Potência máxima (Valores 95/1/EC)	86 kW / 13,000 min <sup>-1</sup> 117 Cv / 13,000 r.p.m.
Binário máximo (Valores 95/1/EC)	66 N.m / 11,000 min <sup>-1</sup>
Ralenti (velocidade de rotação a baixo regime)	1300 min <sup>-1</sup>

##### Sistema de Transmissão:

Embraiagem	Multi-prato com molas
Funcionamento da embraiagem	Accionamento mecânico por cabo
Tipo de transmissão	6 velocidades
Primeira redução	2,111 (76/36)
Relação da caixa de velocidades:	1 <sup>a</sup> 2,666 (32/12) 2 <sup>a</sup> 1,937 (31/16) 3 <sup>a</sup> 1,661 (29/18) 4 <sup>a</sup> 1,409 (31/22) 5 <sup>a</sup> 1,260 (29/23) 6 <sup>a</sup> 1,666 (28/24)
Redução final (polia movida / polia motora)	2,625 (42/16)
Elemento de transmissão final	#525 O-ring sealed chain

## 4.2 Considerando Perdas nas Engrenagens da Caixa de Velocidades e Perdas na Transmissão por Corrente de Rolos, ou Correia Dentada.

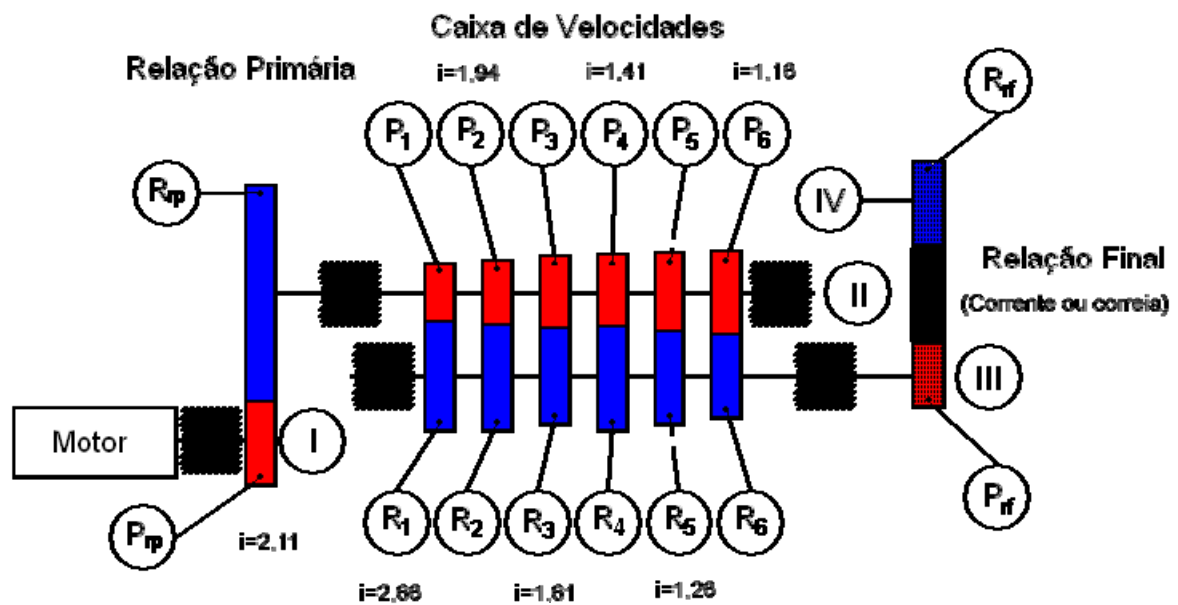


Figura 4.2 – Esquema da caixa de velocidades

Sabendo que:

$$\eta_{motor} = 100\%; \eta_{engrenagem} = 98\%; \eta_{corrente} = \eta_{correia} = 98\%$$

$$Z_{p_p} = 36; Z_{r_p} = 76$$

$$Z_{p_1} = 12; Z_{p_2} = 16; Z_{p_3} = 18; Z_{p_4} = 22; Z_{p_5} = 23; Z_{p_6} = 24$$

$$Z_{r_1} = 32; Z_{r_2} = 31; Z_{r_3} = 29; Z_{r_4} = 31; Z_{r_5} = 29; Z_{r_6} = 28$$

$$Z_{p_{r_f}} = 15; Z_{r_{r_f}} = ?$$

Sabemos que a relação de transmissão é ideal para um valor entre 1 e 6 [3], então vamos utilizar o valor de  $i=3$ , uma vez que é necessária uma relação de transmissão elevada, para obtermos um maior binário no eixo traseiro, esgotando a caixa de velocidades mais depressa. A utilização de uma polia motora com menor número de dentes iria reduzir o peso não só da polia motora mas também da polia movida, para a mesma razão de transmissão. A

polia motora com menor número aconselhado na teoria é de 15 dentes [1], pois se reduzirmos mais o número de dentes aumentamos os efeitos poligonais como foi explicado anteriormente. Então foi utilizado uma polia motora de 15 dentes para se fazer o dimensionamento da corrente e da correia.

$$\text{Então se } Z_{p_{rf}} = 15 \quad \text{e} \quad \frac{Z_{r_{rf}}}{Z_{p_{rf}}} = 3 \quad \Rightarrow \quad Z_{p_{rf}} = 45$$

#### 4.2.1 Cálculo da Potência Útil nos Ramos I, II, III e IV

##### 4.2.1.1 Ramo I

$$P_{u_I} = P_{motor} \cdot \eta_{motor} = 86000 \cdot 1 = 86000 [W]$$

##### 4.2.1.2 Ramo II

$$P_{u_{II}} = P_{u_I} \cdot \eta_{engrenagem} \cdot \eta_{motor} = 86000 \cdot 0,98 \cdot 1 = 84280 [W]$$

##### 4.2.1.3 Ramo III

$$P_{u_{III}} = P_{u_{II}} \cdot \eta_{engrenagem} \cdot \eta_{motor} = 84280 \cdot 0,98 \cdot 1 = 82594,4 [W]$$

##### 4.2.1.4 Ramo IV

$$P_{u_{IV}} = P_{u_{III}} \cdot \eta_{corrente} \cdot \eta_{motor} = 82594,4 \cdot 0,98 \cdot 1 = 80942,51 [W]$$

## 4.2.2 Cálculo da Potência Dissipada / Transição

### 4.2.2.1 1ª Transição (Ramo I / Ramo II)

$$P_{d_1} = P_{u_I} - P_{u_{II}} = 86000 - 84280 = 1720 [W]$$

### 4.2.2.2 2ª Transição (Ramo II / Ramo III)

$$P_{d_2} = P_{u_{II}} - P_{u_{III}} = 84280 - 82594,4 = 1685,6 [W]$$

### 4.2.2.3 3ª Transição (Ramo III / Ramo IV)

$$P_{d_3} = P_{u_{III}} - P_{u_{IV}} = 82594,4 - 80942,51 = 1651,89 [W]$$

## 4.2.3 Rotação dos Ramos I, II, III, IV

### 4.2.3.1 Rotação do Ramo I

A rotação do ramo I é a mesma do motor, pois estão ligadas por acoplamento.

$$n_{motor} = n_I = 13000 [r.p.m.]$$

### 4.2.3.2 Rotação do Ramo II

$$n_{II} = \frac{n_I \cdot Z_{p_{rp}}}{Z_{r_{rp}}} = \frac{13000 \cdot 36}{76} = 6157,9 [r.p.m.]$$

### 4.2.3.3 Rotação do Ramo III

A rotação do ramo III depende da velocidade em que está engrenada então vamos calcular para todas as relações da caixa de velocidades:

#### 4.2.3.3.1 Para a 1ª Velocidade

$$n_{III_1} = \frac{n_{II} \cdot Z_{p_1}}{Z_{r_1}} = \frac{6157,9 \cdot 12}{32} = 2309,21[r.p.m.]$$

#### 4.2.3.3.2 Para a 2ª Velocidade

$$n_{III_2} = \frac{n_{II} \cdot Z_{p_2}}{Z_{r_2}} = \frac{6157,9 \cdot 16}{31} = 3178,27[r.p.m.]$$

#### 4.2.3.3.3 Para a 3ª Velocidade

$$n_{III_3} = \frac{n_{II} \cdot Z_{p_3}}{Z_{r_3}} = \frac{6157,9 \cdot 18}{29} = 3822,14[r.p.m.]$$

#### 4.2.3.3.4 Para a 4ª Velocidade

$$n_{III_4} = \frac{n_{II} \cdot Z_{p_4}}{Z_{r_4}} = \frac{6157,9 \cdot 22}{31} = 4370,12[r.p.m.]$$

#### 4.2.3.3.5 Para a 5ª Velocidade

$$n_{III_5} = \frac{n_{II} \cdot Z_{p_5}}{Z_{r_5}} = \frac{6157,9 \cdot 23}{29} = 4883,85[r.p.m.]$$



#### 4.2.3.3.6 Para a 6ª Velocidade

$$n_{III_6} = \frac{n_{II} \cdot Z_{p_6}}{Z_{r_6}} = \frac{6157,9 \cdot 24}{28} = 5278,2[r.p.m.]$$

#### 4.2.3.4 Rotação do Ramo IV

A velocidade de rotação do ramo IV depende da velocidade em que está engrenada então vamos calcular para todas as relações da caixa de velocidades:

##### 4.2.3.4.1 Para a 1ª Velocidade

$$n_{IV_1} = \frac{n_{III} \cdot Z_{p_{rf}}}{Z_{r_{rf}}} = \frac{2309,21 \cdot 15}{45} = 769,74[r.p.m.]$$

##### 4.2.3.4.2 Para a 2ª Velocidade

$$n_{IV_2} = \frac{n_{III} \cdot Z_{p_{rf}}}{Z_{r_{rf}}} = \frac{3178,27 \cdot 15}{45} = 1059,42[r.p.m.]$$

##### 4.2.3.4.3 Para a 3ª Velocidade

$$n_{IV_3} = \frac{n_{III} \cdot Z_{p_{rf}}}{Z_{r_{rf}}} = \frac{3822,14 \cdot 15}{45} = 1274,05[r.p.m.]$$

##### 4.2.3.4.4 Para a 4ª Velocidade

$$n_{IV_4} = \frac{n_{III} \cdot Z_{p_{rf}}}{Z_{r_{rf}}} = \frac{4370,12 \cdot 15}{45} = 1456,71[r.p.m.]$$

#### 4.2.3.4.5 Para a 5ª Velocidade

$$n_{IV_{5^a}} = \frac{n_{III} \cdot Z_{p_{rf}}}{Z_{r_{rf}}} = \frac{4883,85 \cdot 15}{45} = 1627,95[r.p.m.]$$

#### 4.2.3.4.6 Para a 6ª Velocidade

$$n_{IV_{6^a}} = \frac{n_{III} \cdot Z_{p_{rf}}}{Z_{r_{rf}}} = \frac{5278,2 \cdot 15}{45} = 1759,40[r.p.m.]$$

### 4.2.4 Momento Torsor dos Ramos I, II, III, IV

#### 4.2.4.1 Momento Torsor do Ramo I

$$M_{T_I} = \frac{P_{u_I}}{\omega_I} = \frac{P_{u_I}}{\frac{n_I \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{86000}{\frac{13000 \cdot \pi}{30}} = 63,1723[N.m]$$

#### 4.2.4.2 Momento Torsor do Ramo II

$$M_{T_{II}} = \frac{P_{u_{II}}}{\omega_{II}} = \frac{P_{u_{II}}}{\frac{n_{II} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{84280}{\frac{6157,9 \cdot \pi}{30}} = 130,70[N.m]$$

#### 4.2.4.3 Momento Torsor do Ramo III

O momento torsor do ramo III depende da velocidade em que está engrenada então vamos calcular para todas as relações da caixa de velocidades:

#### 4.2.4.3.1 Para a 1ª Velocidade

$$M_{T_{III_1}} = \frac{P_{u_{III}}}{\omega_{III_1}} = \frac{P_{u_{III}}}{\frac{n_{III_1} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{82584,4}{\frac{2309,21 \cdot \pi}{30}} = 341,55 [N.m]$$

#### 4.2.4.3.2 Para a 2ª Velocidade

$$M_{T_{III_2}} = \frac{P_{u_{III}}}{\omega_{III_2}} = \frac{P_{u_{III}}}{\frac{n_{III_2} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{82584,4}{\frac{3178,27 \cdot \pi}{30}} = 248,16 [N.m]$$

#### 4.2.4.3.3 Para a 3ª Velocidade

$$M_{T_{III_3}} = \frac{P_{u_{III}}}{\omega_{III_3}} = \frac{P_{u_{III}}}{\frac{n_{III_3} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{82584,4}{\frac{3822,14 \cdot \pi}{30}} = 206,36 [N.m]$$

#### 4.2.4.3.4 Para a 4ª Velocidade

$$M_{T_{III_4}} = \frac{P_{u_{III}}}{\omega_{III_4}} = \frac{P_{u_{III}}}{\frac{n_{III_4} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{82584,4}{\frac{4370,12 \cdot \pi}{30}} = 180,78 [N.m]$$

#### 4.2.4.3.5 Para a 5ª Velocidade

$$M_{T_{III_5}} = \frac{P_{u_{III}}}{\omega_{III_5}} = \frac{P_{u_{III}}}{\frac{n_{III_5} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{82584,4}{\frac{4883,85 \cdot \pi}{30}} = 161,50 [N.m]$$

#### 4.2.4.3.6 Para a 6ª Velocidade

$$M_{T_{III_6}} = \frac{P_{u_{III}}}{\omega_{III_6}} = \frac{P_{u_{III}}}{\frac{n_{III_6} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{82584,4}{\frac{5278,2 \cdot \pi}{30}} = 149,43 [N.m]$$

#### 4.2.4.4 Momento Torsor do Ramo IV

O momento torsor do ramo IV depende da velocidade em que está engrenada então vamos calcular para todas as relações da caixa de velocidades:

##### 4.2.4.4.1 Para a 1ª Velocidade

$$M_{T_{IV_1}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\omega_{IV_1}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\frac{n_{IV_1} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{80942,51}{\frac{769,74 \cdot \pi}{30}} = 1004,17 [N.m]$$

##### 4.2.4.4.2 Para a 2ª Velocidade

$$M_{T_{IV_2}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\omega_{IV_2}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\frac{n_{IV_2} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{80942,51}{\frac{1059,42 \cdot \pi}{30}} = 729,59 [N.m]$$

##### 4.2.4.4.3 Para a 3ª Velocidade

$$M_{T_{IV_3}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\omega_{IV_3}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\frac{n_{IV_3} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{80942,51}{\frac{1274,05 \cdot \pi}{30}} = 606,68 [N.m]$$

#### 4.2.4.4.4 Para a 4ª Velocidade

$$M_{T_{IV4^a}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\omega_{IV4^a}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\frac{n_{IV4^a} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{80942,51}{\frac{1456,71 \cdot \pi}{30}} = 530,61 [N.m]$$

#### 4.2.4.4.5 Para a 5ª Velocidade

$$M_{T_{IV5^a}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\omega_{IV5^a}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\frac{n_{IV5^a} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{80942,51}{\frac{1627,95 \cdot \pi}{30}} = 474,80 [N.m]$$

#### 4.2.4.4.6 Para a 6ª Velocidade

$$M_{T_{IV6^a}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\omega_{IV6^a}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\frac{n_{IV6^a} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{80942,51}{\frac{1759,40 \cdot \pi}{30}} = 439,32 [N.m]$$

### 4.2.5 Potência Útil do Sistema

A potência útil do sistema é aquela que produz trabalho, ou seja, a potência do ramo de saída.

$$P_{u_{sistema}} = P_{u_{IV}} = P_{saída} = 80942,51 [W]$$

### 4.2.6 Potência Dissipada do Sistema

É a potência que foi perdida na transmissão.

$$P_{d_{sistema}} = P_{motor} - P_{saída} = 86000 - 80942,51 = 5057,49 [W]$$

## 4.2.7 Rendimento da Transmissão

Como existiu energia dissipada, o rendimento vai ser inferior a 100%, então:

$$\eta = \frac{P_{saída}}{P_{entrada}} = \frac{80942,51}{86000} \cdot 100 = 94,12\%$$

## 4.2.8 Velocidade Angular

### 4.2.8.1 Velocidade Angular do Ramo I

$$\omega_I = \frac{n_I \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{13000 \cdot \pi}{30} = 1362,36 [rad / s]$$

### 4.2.8.2 Velocidade Angular do Ramo II

$$\omega_{II} = \frac{n_{II} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{6157,9 \cdot \pi}{30} = 644,85 [rad / s]$$

### 4.2.8.3 Velocidade Angular do Ramo III

A velocidade angular do ramo III depende da velocidade em que está engrenada então vamos calcular para todas as relações da caixa de velocidades:

#### 4.2.8.3.1 Para a 1ª Velocidade

$$\omega_{III_1} = \frac{n_{III_1} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{2309,21 \cdot \pi}{30} = 241,82 [rad / s]$$

#### 4.2.8.3.2 Para a 2ª Velocidade

$$\omega_{III_2} = \frac{n_{III_2} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{3178,27 \cdot \pi}{30} = 332,83 [rad / s]$$

#### 4.2.8.3.3 Para a 3ª Velocidade

$$\omega_{III_3} = \frac{n_{III_3} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{3822,14 \cdot \pi}{30} = 400,25 [rad / s]$$

#### 4.2.8.3.4 Para a 4ª Velocidade

$$\omega_{III_4} = \frac{n_{III_4} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{4370,12 \cdot \pi}{30} = 457,64 [rad / s]$$

#### 4.2.8.3.5 Para a 5ª Velocidade

$$\omega_{III_5} = \frac{n_{III_5} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{4883,85 \cdot \pi}{30} = 511,44 [rad / s]$$

#### 4.2.8.3.6 Para a 6ª Velocidade

$$\omega_{III_6} = \frac{n_{III_6} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{5278,2 \cdot \pi}{30} = 552,73 [rad / s]$$

#### 4.2.8.4 Velocidade Angular do Ramo IV

A velocidade angular do ramo IV depende da velocidade em que está engrenada então vamos calcular para todas as relações da caixa de velocidades:

4.2.8.4.1 Para a 1ª Velocidade

$$\omega_{IV_1} = \frac{n_{IV_1} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{769,74 \cdot \pi}{30} = 80,61 [rad / s]$$

4.2.8.4.2 Para a 2ª Velocidade

$$\omega_{IV_2} = \frac{n_{IV_2} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{1059,42 \cdot \pi}{30} = 110,94 [rad / s]$$

4.2.8.4.3 Para a 3ª Velocidade

$$\omega_{IV_3} = \frac{n_{IV_3} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{1274,05 \cdot \pi}{30} = 133,42 [rad / s]$$

4.2.8.4.4 Para a 4ª Velocidade

$$\omega_{IV_4} = \frac{n_{IV_4} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{1456,71 \cdot \pi}{30} = 152,55 [rad / s]$$

4.2.8.4.5 Para a 5ª Velocidade

$$\omega_{IV_5} = \frac{n_{IV_5} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{1627,95 \cdot \pi}{30} = 170,48 [rad / s]$$

4.2.8.4.6 Para a 6ª Velocidade

$$\omega_{IV_6} = \frac{n_{IV_6} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{1759,40 \cdot \pi}{30} = 184,24 [rad / s]$$



## 4.2.9 Resumo

**Tabela 4.1 - Quadro resumo dos cálculos da velocidade de rotação, velocidade angular e momento torsor da polia motora (ramo III) e da polia movida (ramo IV).**

Velocidade	$n_{III_i}$ [r.p.m.]	$\omega_{III_i}$ [rad · s <sup>-1</sup> ]	$M_{T_{III_i}}$ [N · m]	$n_{IV_i}$ [r.p.m.]	$\omega_{IV_i}$ [rad · s <sup>-1</sup> ]	$M_{T_{IV_i}}$ [N · m]
1	2309,21	241,82	341,55	769,74	80,61	1004,17
2	3178,27	332,83	248,16	1059,42	110,94	729,59
3	3822,14	400,25	206,36	1274,05	133,42	606,68
4	4370,12	457,64	180,78	1456,71	152,55	530,61
5	4883,85	511,44	161,50	1627,95	170,48	474,80
6	5278,2	552,73	149,43	1759,40	184,24	439,32

NOTA: No dimensionamento de todos os componentes não foi considerado o limitador de potência que está na regra 1.3.5.4.3 – Entrada de ar da competição que podemos ver na página 54. Assim os componentes vão estar dimensionados para que o veículo consiga ser testado sem limitador de potência aumentando a segurança do veículo. Todos os componentes foram dimensionados com um factor de segurança de 1,5 porque é um valor típico de segurança em normas de projecto.

## 4.3 Dimensionamento da Corrente de Rolos

Para se seleccionar a corrente é necessário saber os seguintes elementos:

1. Potência a transmitir
2. Velocidade de rotação da polia motora e da polia movida;
3. Condições de funcionamento: tipo de carga, horas de serviço/dia, máquinas motora e movida, etc.
4. Valor aproximado da distância entre eixos.

Dados:

- Velocidade de rotação máxima da polia motora:  $5278,2[r.p.m.]$
- Momento máximo transmitido pela polia motora:  $341,55[N \cdot m]$
- Potência máxima transmitida pela polia motora:  $P_{u_{III}} = 82594,4[W]$
- Vamos considerar que a distância entre eixos é de  $600[mm]$
- A polia movida tem 15 dentes

### 4.3.1 Selecção do Tipo de Corrente

Como temos condições de serviço com uma velocidade de rotação muito elevada e um binário não muito elevado, a corrente mais apropriada para estas condições é a corrente simples de rolos. Sabemos também que a corrente simples é mais barata do que a corrente dupla e tripla, sendo também mais leve. Então estamos em condições de afirmar que a melhor escolha é a corrente simples, uma vez que as outras não suportam estas condições de serviço.

### 4.3.2 Factor de serviço $K_s$ em transmissões por corrente

Consultando a tabela 3.4 podemos concluir que as características da máquina movida são com choques moderados, motores de combustão interna com menos de seis cilindros e acoplamentos mecânicos. E que as características da máquina motora podemos considerar

também choques moderados onde se incluem as bombas e compressores (com mais de três cilindros), misturadores de betão, transportadores com carregamento não uniforme, agitadores e misturadores de sólidos. Assim retiramos que:

$$K_s = 1,7$$

#### 4.3.3 Factor do Tipo de Corrente $K_1$

Consultando a tabela 3.3 e sabendo que se trata de uma corrente simples, retiramos que  $K_1 = 1$ .

#### 4.3.4 Determinação da Potência de Cálculo de Acordo com a Norma BS 228

$$P_c = P \cdot K_s \cdot \frac{19}{Z_1} \cdot \frac{1}{K_1} \Leftrightarrow P_c = 82600 \cdot 1,7 \cdot \frac{19}{15} \cdot \frac{1}{1} \Leftrightarrow P_c = 115089,33[W]$$

Como podemos ver na figura 4.3 estamos à direita da linha a cheio, então se isso acontece o melhor é contactar os Engenheiros da *Renold*, e foi o que foi feito. Inicialmente foi-me dito que era impossível encontrar uma corrente para aquelas condições de serviço. No entanto, mais tarde esse mesmo Engenheiro, disse que o fabricante *Renold* já não fabricava correntes de motociclos há algum tempo e foi-me indicado, pelo mesmo, um outro fabricante. O fabricante que ele recomendou foi a *D.I.D.* que tem representante em Portugal.

De outra pesquisa efectuada, encontrei também um outro fabricante *EK Motorcycle Chain*. Então vamos demonstrar que estas correntes suportam as condições de serviço..

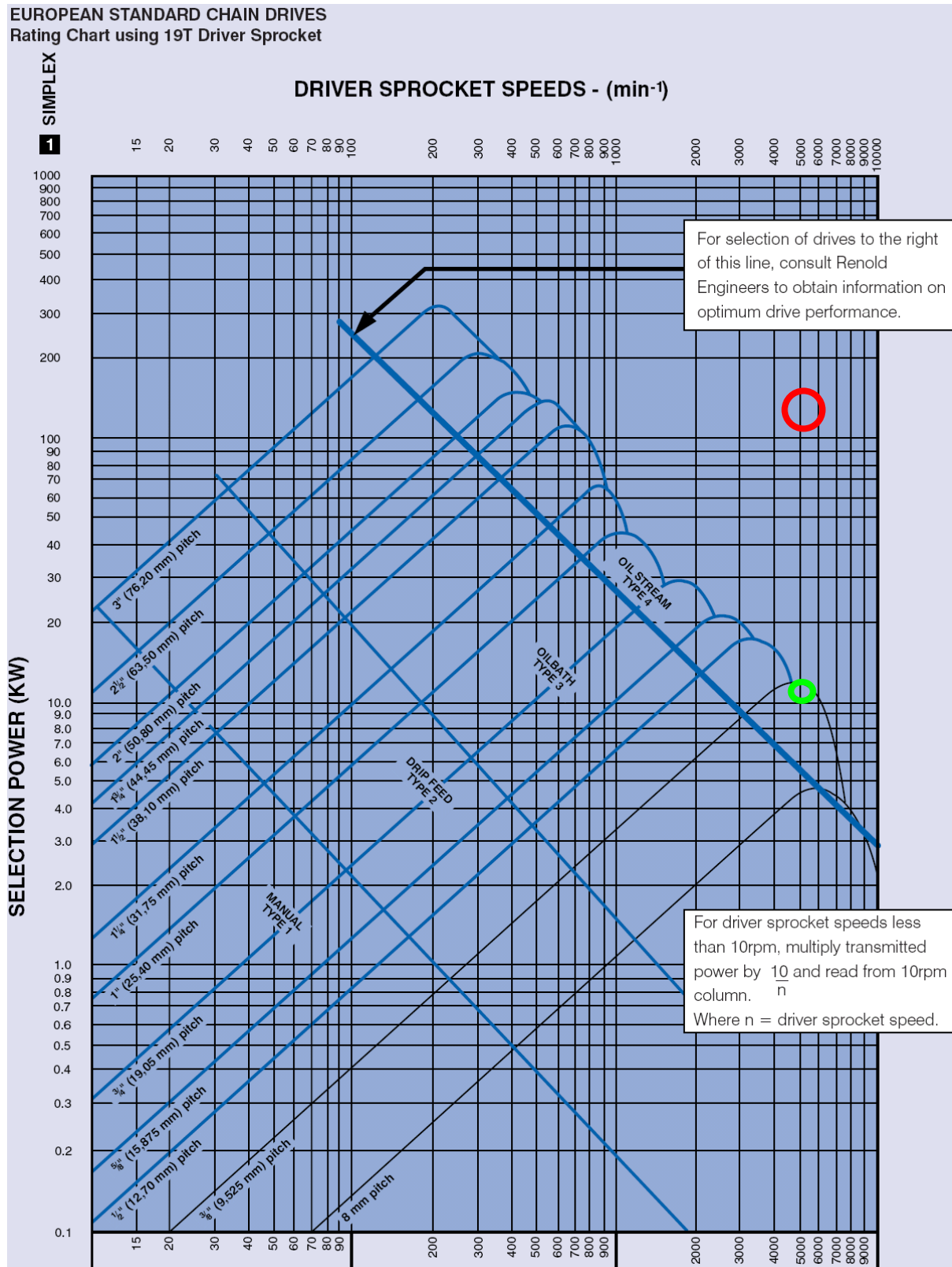


Figura 4.3 – Capacidade de carga de correntes de rolos simples segundo a Norma BS 228 [7]

#### 4.3.5 Determinação da Potência de Cálculo de Acordo com a Norma NF E 26-112

Nesta norma a Potência corrigida é calculada de acordo com a equação:

$$P_c = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot P_b$$

Em que:  $K_1 = \frac{25}{Z_1} = \frac{25}{15} = 1,66(6)$

$K_1$  - o factor de número de dentes da polia motora. Nota os 25 dentes são uma referência nesta norma NF E 26-112.

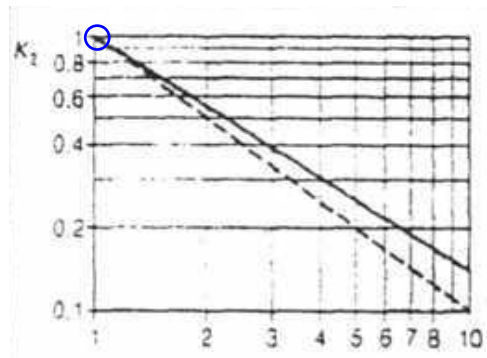


Figura 4.4 – Gráfico do factor do tipo de corrente  $K_2$  – Norma NF E 26-112

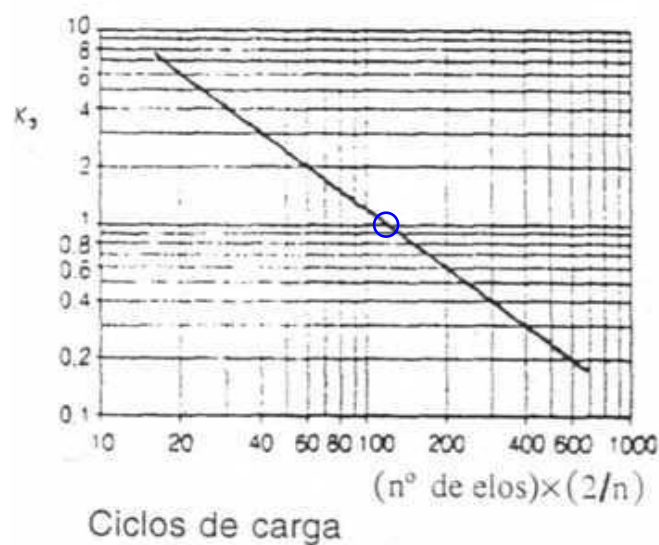


Figura 4.5 – Gráfico do factor dos ciclos de carga  $K_3$  – Norma NF E 26-112

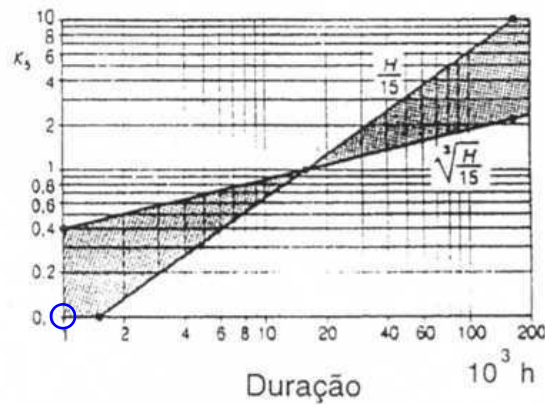


Figura 4.6 – Gráfico do factor de duração  $K_5$  – Norma NF E 25-112

Da figura 4.4 retiramos que o factor do tipo de corrente  $K_2 = 1$  por se tratar de uma corrente simples. Da figura 4.5 retiramos que o factor dos ciclos de carga  $K_3 = 1$  e da figura 4.6 retiramos que o factor de duração  $K_5 = 0,1$  se reduzirmos a duração da corrente para 1000 horas de funcionamento.

O factor de serviço  $K_4 = K_5$  é retirado da tabela 3.4 em que  $K_4 = 1,70$

Então estamos em condições de poder calcular a potência corrigida segundo a Norma NF E 26-112.

$$P_c = 1,66(6) \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,70 \cdot 0,1 \cdot 82600 = 23393,972 [W]; n = 5278,2 [r.p.m.]$$

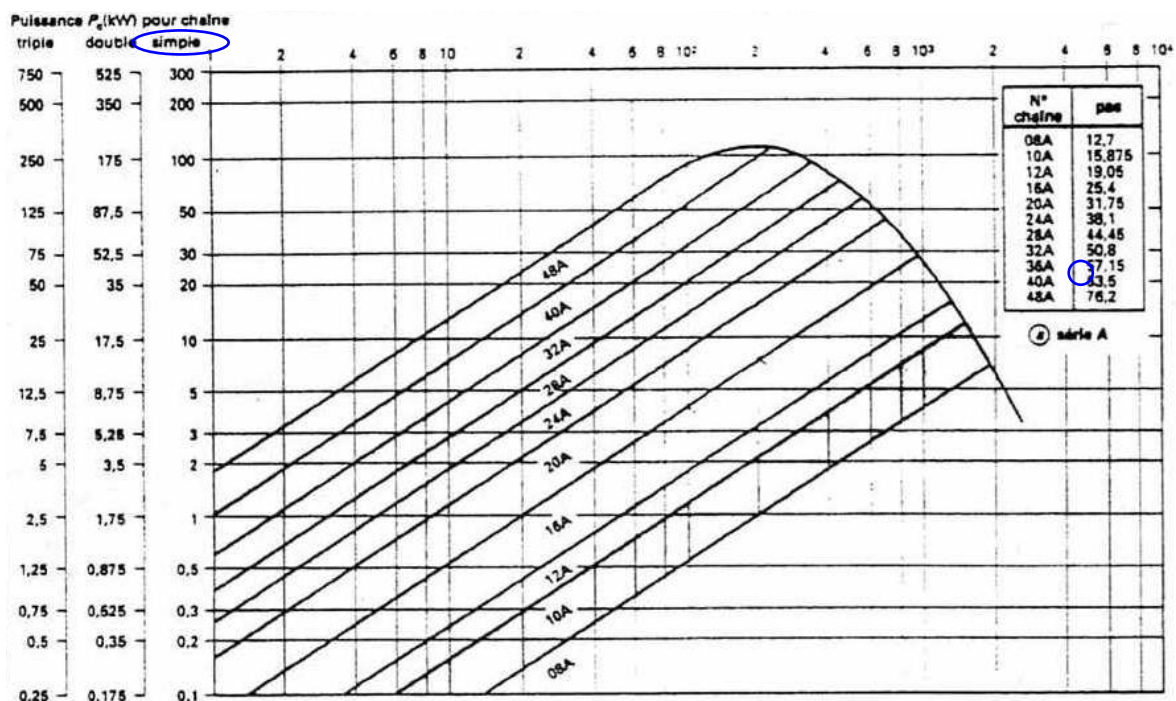


Figura 4.7 – Capacidade de carga de correntes de rolos simples segundo a Norma NF E 26-112 do Tipo A



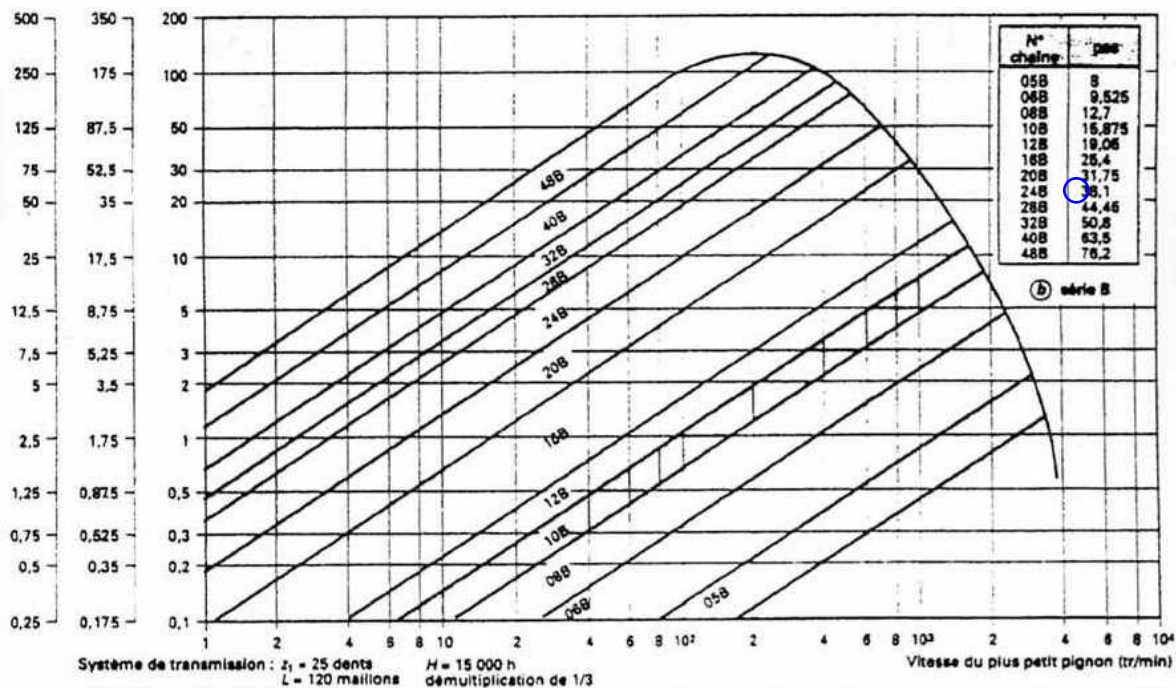


Figura 4.8 - Capacidade de carga de correntes de rolos simples segundo a Norma NF E 26-112 do Tipo B

Podemos verificar que em nenhum dos ábacos dependendo do tipo de corrente suporta a rotação pretendida. Então vamos tentar aplicar o factor de duração na Norma BS 228.

Sabemos que a potência de cálculo é  $P_c = 115089,33[W]$  vamos multiplicar pelo factor de duração  $K_s = 0,1$  se reduzirmos a duração da corrente para 1000 horas de funcionamento. Então:

$$P'_c = 115089,33 \cdot 0,1 = 11508,933[W]$$

Vamos marcar na figura 4.3 a verde florescente, no entanto não é um método muito seguro uma vez que o passo da corrente de 12,70mm é menor do que os que os fabricantes recomendam. Como o engenheiro do fabricante *Renold* disse que não fabricavam correntes de motas, a melhor maneira de fazer o dimensionamento da corrente é de acordo com os pontos seguintes do relatório.

### 4.3.6 Escolha da Corrente

Sabemos que a potência máxima transmitida pela polia motora é de  $82594,4[W]$  que corresponde a  $110,74[cv]$ . Então vamos analisar o preço, peso e qualidade dos vários tipos de corrente.

#### 4.3.6.1 Fabricante *EK Motorcycle Chain*

Este fabricante no catálogo apresenta três correntes. Tem uma corrente muito boa, sendo a mais cara, uma escolha económica e outra bastante fiável.

##### 4.3.6.1.1 Corrente bastante Fiável Indicada pelo Fabricante

Chain	Pitch		Width		Pin		Roller Dia. mm	Plate Thickness		Tensile Strength		Wear Life Index Basis=100	Weight 100 Links		Displacement Max. cc		HP Max St./Dirt	Connecting Link <sup>2</sup>	
	in.	mm	in.	mm	Dia. mm	Length mm		Inner mm	Outer mm	lbs.	kN		lbs.	kg	Street	Dirt		Std.	Option
520MVXZ	5/8	15.875	1/4	6.35	5.38	21.50	10.20	2.20	2.20	9,000	40.0	1,500	3.70	1.81	1000	750	100	SKJ	MLJ, SLJ
525MVXZ	5/8	15.875	5/16	7.94	5.38	23.00	10.20	2.20	2.20	9,300	41.3	1,500	4.21	1.91	1000	750	130	MLJ	SLJ
530MVXZ	5/8	15.875	3/8	9.53	5.38	24.60	10.30	2.20	2.20	9,300	41.3	1,500	4.46	2.02	1000	750	145	MLJ	SLJ

##### 4.3.6.1.2 Corrente Económica Indicada pelo Fabricante

Chain	Pitch		Width		Pin		Roller Dia. mm	Plate Thickness		Tensile Strength		Wear Life Index Basis=100	Weight 100 Links		Displacement Max. cc		HP Max St./Dirt	Connecting Link <sup>2</sup>	
	in.	mm	in.	mm	Dia. mm	Length mm		Inner mm	Outer mm	lbs.	kN		lbs.	kg	Street	Dirt		Std.	Option
420SRO <sup>1</sup>	1/2	12.700	1/4	6.35	3.96	17.30	7.77	1.50	1.50	4,300	19.1	800	1.71	0.78	100	100	12	SKJ	PL
428SROZ <sup>1</sup>	1/2	12.700	5/16	7.94	4.50	20.80	8.51	1.80	1.80	5,300	23.5	800	2.27	1.03	250	200	15	SKJ	PL
520SRO5 <sup>1</sup>	5/8	15.875	1/4	6.35	5.24	20.50	10.16	2.00	2.00	8,000	35.5	800	3.50	1.59	650	400	50	SKJ	MLJ, SLJ
520SROZ <sup>1</sup>	5/8	15.875	1/4	6.35	5.38	21.50	10.16	2.20	2.20	8,400	37.3	800	3.70	1.68	650	600	80	SKJ	MLJ, SLJ
525SROZ <sup>1</sup>	5/8	15.875	5/16	7.94	5.38	23.00	10.20	2.20	2.20	8,400	37.3	800	3.91	1.77	650	600	80	MLJ	SKJ, SLJ
530SROZ <sup>1</sup>	5/8	15.875	3/8	9.53	5.38	25.40	10.20	2.40	2.40	9,100	40.4	800	4.80	2.17	900	750	110	MLJ	SKJ, SLJ
630SRO <sup>1</sup>	3/4	19.050	3/8	9.53	5.95	25.15	11.91	2.40	2.40	10,120	45.0	800	5.90	2.68	1000	n/a	120	SKJ	MLJ, SLJ

##### 4.3.6.1.3 A melhor Opção (Corrente Mais Cara) Indicada pelo Fabricante

Chain	Pitch		Width		Pin		Roller Dia. mm	Plate Thickness		Tensile Strength		Wear Life Index Basis=100	Weight 100 Links		Displacement Max. cc		HP Max St./Dirt	Connecting Link <sup>2</sup>	
	in.	mm	in.	mm	Dia. mm	Length mm		Inner mm	Outer mm	lbs.	kN		lbs.	kg	Street	Dirt		Std.	Option
520SRXL <sup>1</sup>	5/8	15.875	1/4	6.35	5.24	20.10	10.16	2.00	2.00	8,000	35.5	1200	3.50	1.59	650	600	80	SKJ	MLJ, SLJ
520SRX <sup>1</sup>	5/8	15.875	1/4	6.35	5.38	21.50	10.16	2.20	2.20	8,500	37.8	1200	3.70	1.68	750	750	90	SKJ	MLJ, SLJ
525SRX <sup>1</sup>	5/8	15.875	5/16	7.94	5.38	23.00	10.20	2.20	2.20	8,800	39.1	1200	3.91	1.77	900	750	110	MLJ	SKJ, SLJ
530SRX <sup>1</sup>	5/8	15.875	3/8	9.53	5.38	25.40	10.20	2.40	2.40	9,200	40.9	1200	4.80	2.17	1000	750	120	MLJ	SKJ, SLJ

**NOTA:** Excertos do catalogo online do fabricante *EK Motorcycle Chain*



#### 4.3.6.1.4 Comparação entre as correntes do fabricante *EK Motorcycle chain*

Todas as correntes tem as mesmas características, em termos de passo, largura, diâmetro do pino e comprimento do pino e espessura dos elos. As diferenças são o peso e a potência que conseguem transmitir. No nosso caso a melhor corrente que se adequa à potência pretendida é a corrente “525MVXZ” que é a mais pesada, no entanto é a que garante que a potência é transmitida, sem partir.

#### 4.3.6.2 Fabricante D.I.D.

SUPER NON-O-RING NZ				Features: • SDH treatment on pins • Quad-riveted pins • Solid bushing									
Model No.	Pin Length		Roller Dia.	Plate Thickness		Weight		Tensile Strength		Seal Type	Wear Resistance Index: Std. Chain = 100	Connecting Link	
	mm	in.	mm	Inner mm	Outer mm	Kgs/ 100 Links	Lbs/ 100 Links	Average	KN	Lbs.		Rivet (Zj)	Clip (Fj)
420NZ2	16.25	0.640	7.77	1.8	1.8	0.81	1.78	21.9	4,930	-	410	-	Rj
428NZ	18.90	0.744	8.50	2.0	2.0	1.00	2.20	25.5	5,740	-	410	•	•
520NZ	18.35	0.722	10.20	2.2	2.2	1.61	3.54	35.8	8,050	-	410	•	•
525NZ	20.60	0.811	10.22	2.4	2.2	1.81	3.99	39.2	8,820	-	410	•	•
50(530)NZ	22.55	0.888	10.20	2.4	2.4	1.85	4.07	38.3	8,600	-	410	•	•
PROFESSIONAL O-RING V				The Professional O-Ring Series is a high quality O-Ring chain with excellent wear resistance. D.I.D Professional V Series chain is a great value O-Ring chain.									
Model No.	Pin Length		Roller Dia.	Plate Thickness		Weight		Tensile Strength		Seal Type	Wear Resistance Index: Std. Chain = 100	Connecting Link	
	mm	in.	mm	Inner mm	Outer mm	Kgs/ 100 Links	Lbs/ 100 Links	Average	KN	Lbs.		Rivet (Zj)	Clip (Fj)
420V	16.90	0.665	7.77	1.5	1.5	0.73	1.60	15.8	3,560	O	700	•	Rj
428V	20.10	0.791	8.50	1.8	1.8	1.03	2.27	23.6	5,300	O	1,890	•	•
520V	20.20	0.795	10.16	2.0	2.0	1.50	3.30	29.5	6,630	O	2,350	•	•
525V	21.75	0.856	10.22	2.0	2.0	1.61	3.54	35.6	8,010	O	3,140	•	•
50(530)V	24.90	0.980	10.22	2.4	2.4	2.04	4.49	42.3	9,520	O	2,540	•	•
630V	25.30	0.996	11.96	2.4	2.4	2.96	6.52	48.1	10,820	O	2,050	Xj	•
632V	25.30	0.996	12.70	2.4	2.4	3.07	6.76	48.1	10,820	O	2,050	Xj	•
PREMIUM X-RING VM				VM Series Chains have superior strength to withstand the tremendous horsepower of current high performance motorcycles. A patented low friction X-Ring is used for maximum performance.									
Model No.	Pin Length		Roller Dia.	Plate Thickness		Weight		Tensile Strength		Seal Type	Wear Resistance Index: Std. Chain = 100	Connecting Link	
	mm	in.	mm	Inner mm	Outer mm	Kgs/ 100 Links	Lbs/ 100 Links	Average	KN	Lbs.		Rivet (Zj)	Clip (Fj)
428VM	22.00	0.866	8.50	2.0	2.0	1.21	2.66	26.5	5,960	X	2,640	•	•
520VM	20.20	0.795	10.22	2.0	2.0	1.52	3.35	35.8	8,050	X	3,220	•	•
525VM2	22.95	0.904	10.22	2.4	2.2	1.88	4.14	38.2	8,580	X	3,450	•	•
50(530)VM1	24.90	0.980	10.22	2.4	2.4	2.07	4.56	43.1	9,700	X	3,630	•	•
532ZLV	24.80	0.976	11.10	2.4	2.4	2.20	4.85	43.4	9,750	X	3,300	•	•
SUPER STREET X <sup>2</sup> -RING ZVM				D.I.D Super Street Chains feature the new X <sup>2</sup> -Ring designed for maximum wear resistance. Super Street Chains are the strongest, longest wearing, high performance drive chains available.									
Model No.	Pin Length		Roller Dia.	Plate Thickness		Weight		Tensile Strength		Seal Type	Wear Resistance Index: Std. Chain = 100	Connecting Link	
	mm	in.	mm	Inner mm	Outer mm	Kgs/ 100 Links	Lbs/ 100 Links	Average	KN	Lbs.		Rivet (Zj)	Clip (Fj)
520ZVM2	21.00	0.827	10.22	2.2	2.2	1.66	3.65	38.0	8,550	X <sup>2</sup>	4,000	•	•
525ZVM2	22.55	0.888	10.22	2.2	2.2	1.82	4.01	40.0	9,000	X <sup>2</sup>	4,000	•	•
50(530)ZVM2	25.30	0.996	10.32	2.4	2.6	2.20	4.85	46.1	10,370	X <sup>2</sup>	5,180	•	•
EXCLUSIVE RACING ER				D.I.D ER chain is designed exclusively for motorcycle racing. This high performance, light weight chain provides the winning edge in world class competition.									
Model No.	Pin Length		Roller Dia.	Plate Thickness		Weight		Tensile Strength		Seal Type	Wear Resistance Index: Std. Chain = 100	Connecting Link	
	mm	in.	mm	Inner mm	Outer mm	Kgs/ 100 Links	Lbs/ 100 Links	Average	KN	Lbs.		Rivet (Zj)	Clip (Fj)
41ER	13.50	0.531	7.77	1.5	1.5	0.65	1.43	18.1	4,060	-	350	•	Rj
520ERS2	16.75	0.659	10.16	1.8	1.8	1.15	2.53	25.9	5,830	-	360	•	Rj
520ERM2	16.80	0.661	10.16	1.8	1.8	1.34	2.95	32.4	7,290	-	400	•	Rj
520ERT2**	17.60	0.693	10.16	2.0	2.0	1.36	2.99	36.0	8,100	-	430	•	Rj
520MX	18.60	0.732	10.16	2.2	2.2	1.56	3.43	39.7	8,930	-	440	•	Rj
520ERV3***	18.60	0.732	10.22	2.0	2.0	1.50	3.30	38.5	8,660	X	3,100	•	•
525ERV	21.75	0.856	10.22	2.0	2.0	1.65	3.63	36.5	8,210	X	3,220	•	•
50(530)ERV	24.90	0.980	10.22	2.4	2.4	2.04	4.49	41.2	9,270	X	3,630	•	•
ENDURO RACING T-RING VT				Narrow width of T-Ring allows chain to be used on bikes originally equipped with Non-O-Ring chain.Consult D.I.D or your dealer for application									
Model No.	Pin Length		Roller Dia.	Plate Thickness		Weight		Tensile Strength		Seal Type	Wear Resistance Index: Std. Chain = 100	Connecting Link	
	mm	in.	mm	Inner mm	Outer mm	Kgs/ 100 Links	Lbs/ 100 Links	Average	KN	Lbs.		Rivet (Zj)	Clip (Fj)
520VT	18.60	0.732	10.16	2.0	2.0	1.49	3.28	37.5	8,440	T	2,350	•	•
ATV RACING				D.I.D's Newest X-Ring chain, the 520ATV, was designed exclusively for the severe demands of ATV racing.									
Model No.	Pin Length		Roller Dia.	Plate Thickness		Weight		Tensile Strength		Seal Type	Wear Resistance Index: Std. Chain = 100	Connecting Link	
	mm	in.	mm	Inner mm	Outer mm	Kgs/ 100 Links	Lbs/ 100 Links	Average	KN	Lbs.		Rivet (Zj)	Clip (Fj)
520V	20.20	0.795	10.16	2.0	2.0	1.50	3.30	29.5	6,630	O	2,350	•	•
520ATV	21.00	0.827	10.22	2.2	2.2	1.66	3.65	33.9	7,610	X	3,250	•	•

Figura 4.9 – Corrente recomendada pelo fabricante D.I.D. “525ZVM2”

Este fabricante não disponibiliza tanta informação como o anterior e existem algumas incoerências entre o passo da corrente e as polias motoras vendidas no mercado. Então a escolha mais acertada é a corrente do outro fabricante. A “525MVXZ”

#### 4.3.7 Relação de Transmissão $i$

A relação de transmissão escolhida foi de  $i=3$  como podemos verificar nos cálculos seguintes, o objectivo dos 200km/h com essa relação é ultrapassado mas devemos ter em conta que é a uma rotação muito elevada e impossível de atingir no circuito da competição.

Para chegar a este valor, fui variando o número de dentes da polia movida, até atingir um valor próximo de 200 km/h, limite para os cálculos dos travões. Foi feita uma folha de cálculo no programa *Microsoft Excel*, em que é necessário para o cálculo as todas as relações antes e depois da caixa de velocidades, o número de dentes da polia motora e da polia movida, que era a nossa incógnita, o diâmetro do pneu escolhido, o regime mínimo do motor o regime máximo do motor, a rotação a que se devia trocar de velocidade quer para cima quer para baixo e a rotação correspondente à potência máxima. Variando os valores do número de dentes da polia movida, consegue-se calcular as velocidades máximas, mínimas para cada relação da caixa de velocidades.

Como podemos ver na tabela 4.2 apresentada na página seguinte, a velocidade máxima que conseguimos para uma rotação do motor de 16500 r.p.m. na 6ª velocidade é de 219km/h, uma velocidade teórica a essa rotação extrema, difícil de atingir como podemos constatar na figura 4.10. A uma rotação de 14500 r.p.m. temos uma velocidade de 193 km/h portanto é uma velocidade mais provável de atingir do que os 219 km/h que só em situações de descida acentuada com alguns quilómetro de extensão poderemos atingir essa velocidade.

É também apresentado um gráfico onde temos a velocidade mínima à rotação mínima e a velocidade máxima à rotação máxima do motor, retirada dos valores da tabela 4.2.

Os valores escolhidos para as relações foram os da caixa de velocidades referidas anteriormente no ponto 4.1.1 como o número de dentes da polia motora foi de 15 dentes justificado anteriormente e o número de dentes da polia movida escolhida tinha 45 dentes, também justificado anteriormente. O diâmetro do pneu foi de 20,5”. O mínimo do motor foi considerado 1000 r.p.m. e o máximo do motor foi escolhido 16.500 r.p.m.. Quanto à troca de velocidade descendente, ou seja, de 6ª velocidade para 5ª ou de 5ª para 4ª, etc. foi considerado

um valor de 9000 r.p.m.. Quanto à troca de velocidade ascendente foi considerado o valor de 14500 r.p.m.. A potência máxima é sabido que ocorre às 13000 r.p.m.

Para o cálculo da velocidade linear mínima foi utilizada a seguinte equação:

$$V = \frac{\text{Mínimo do motor (r.p.m.)}}{\text{Relação total correspondente à relação}} \cdot \frac{\text{Diâmetro do pneu em polegada}}{2} \cdot 25,4 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot 3600 \cdot \frac{0,001}{1000}$$

Em [km/h]

Ou seja,  $V = \omega \cdot R$  em que a velocidade angular é dividida pela relação total correspondente (produto de todas as relações até à relação final). O diâmetro está em polegadas e dividido por dois uma vez que queremos o raio, e como está em polegada temos de multiplicado por 25,4, visto que 1 polegada corresponde a 25,4 mm. O restante corresponde a conversões para a velocidade se apresentar em quilómetro por hora.

As outras equações são semelhantes, apenas varia a velocidade de rotação do motor. Temos de ter em conta que são velocidades teóricas, sem contar com a resistência aerodinâmica e o atrito.



**Figura 4.10 – Conta rotações da CBR 600 RR. Rotação máxima - 17000 r.p.m.**

Nota: se por algum motivo nos testes o arranque do veículo não for o esperado, então temos de aumentar a relação de transmissão, ou seja, diminuir o número de dentes da polia motora e aumentar o número de dentes da polia movida. O simples facto de diminuir um dente na polia movida é factor suficiente para diminuir a velocidade máxima do veículo, no entanto atinge as velocidades mais rapidamente, perdendo na velocidade máxima.

### Alcance da velocidade (Mín. para Máx. RPM) - km/h

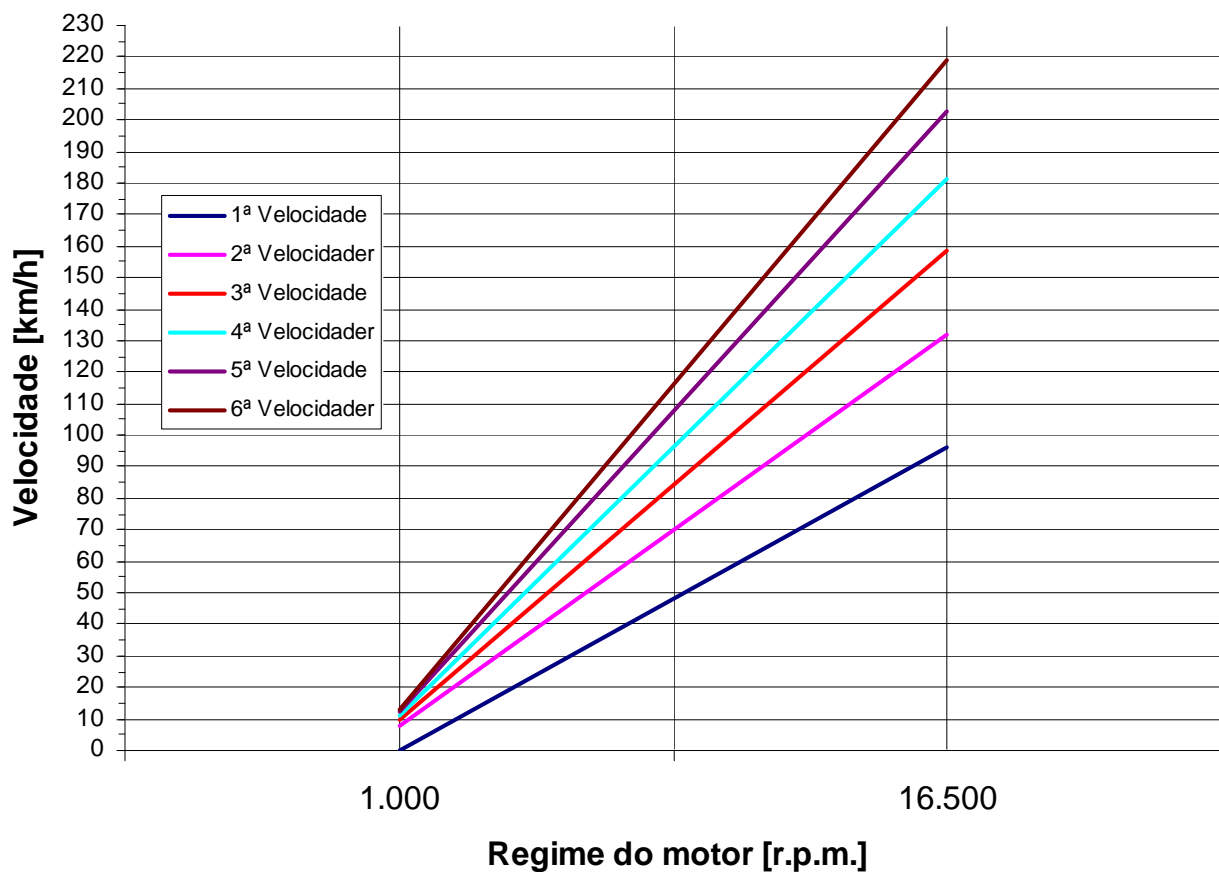


Figura 4.11 – Gráfico do alcance da velocidade linear dependendo do regime do motor da rotação mínima para a rotação máxima e da relação da caixa de velocidades.

Tabela 4.2 – Cálculo das velocidades

Valores	Relação Total	Vel. Mínima (km/h)	Vel. Máxima (km/h)	Vel. à potência máxima (km/h)	Vel. para a troca de relação inferior (km/h)	Vel. para a troca de relação superior (km/h)	Alcance de vel. (km/h)	Quebra de rotações na troca de vel. (r.p.m.)	% Quebra de rotações na troca de vel. (%r.p.m.)
Relação primária	2,111								
Relação da 1ª velocidade	2,667	0	96	76	-	84	84	0	0,0
Relação da 2ª velocidade	1,938	8	132	104	72	116	44	3965	27,3
Relação da 3ª velocidade	1,611	10	159	125	87	139	53	2443	16,8
Relação da 4ª velocidade	1,409	11	181	143	99	159	60	1818	12,5
Relação da 5ª velocidade	1,261	12	203	160	111	178	68	1525	10,5
Relação da 6ª velocidade	1,167	13	219	173	120	-	53	1083	7,5
Dentes da polia motora	15								
Dentes da polia movida	45								
Diâmetro do pneu	20,5"								
Mínimo do motor RPM	1.000								
Máximo do motor RPM	16.500								
Troca de velocidade inferior (RPM)	9.000								
Troca de velocidade superior (RPM)	14.500								
Potência máxima (RPM)	13.000								

#### 4.3.8 Dimensionamento da Polia Motora e da Polia Movida

Com o número de dentes conseguimos saber o ângulo entre os dentes da polia, basta dividir  $360^\circ$  pelo número de dentes da polia movida/motora.

$$\text{Diâmetro do passo} = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N}\right)}; \quad \text{Diâmetro do exterior} = P \cdot \left(0,6 + \cot\left(\frac{180^\circ}{N}\right)\right)$$

$$\text{Espessura da Roda} = 0,93 \cdot \text{Espessura do Rolo} - 0,006''$$

##### 4.3.8.1 Polia Motora de 15 dentes

$$\text{Ângulo entre os dentes:} \quad \gamma = \frac{360^\circ}{15} = 24^\circ$$

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)} = \frac{15,875}{\sin\left(\frac{24^\circ}{2}\right)} = 76,35453272 \text{ mm}$$

##### 4.3.8.2 Polia Movida de 45 dentes

$$\text{Ângulo entre os dentes:} \quad \gamma = \frac{360^\circ}{45} = 8^\circ$$

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)} = \frac{15,875}{\sin\left(\frac{8^\circ}{2}\right)} = 227,577444 \text{ mm}$$



### 4.3.8.3 Polia motora e movida *JT Sprockets*

#### Selected Model:

Honda CBR600 RR-3,4,5,6

2003 to 2006

Front Sprocket: JTF 1370.16

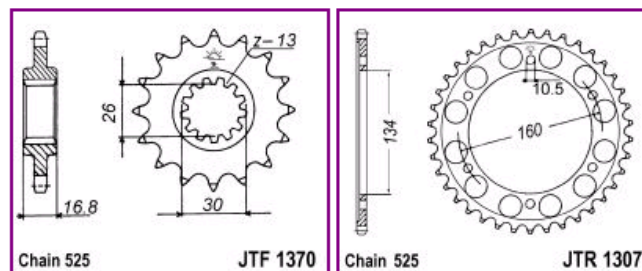
Rear Sprocket: JTR 1307.42

Recommended Chain: : 525 / 112

Front sprocket available in: 15, 16 teeth

Rear sprocket available in: 42, 43, 45, 46 teeth

[Please click here for a gear ratio chart](#)



Very important: Please note that the chain shown in this listing is for size reference only. For the correct chain type and grade, please refer to the vehicle's manufacturer manual.

#### Gear Ratio

	15	16
46	3.07	2.88
45	3.00	2.81
43	2.87	2.69
42	2.80	2.63

Figura 4.12 – Polia motora e movida do fabricante *JT Sprockets*

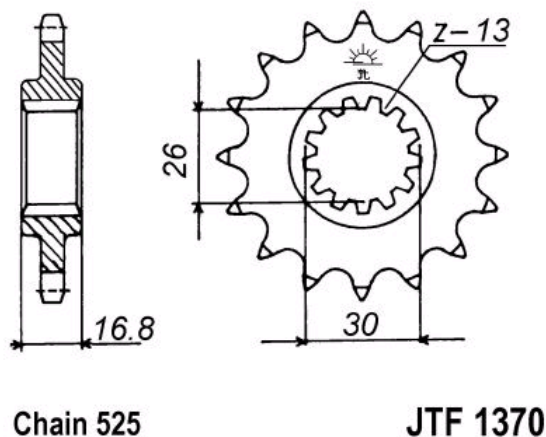


Figura 4.13 - Dimensões da polia motora

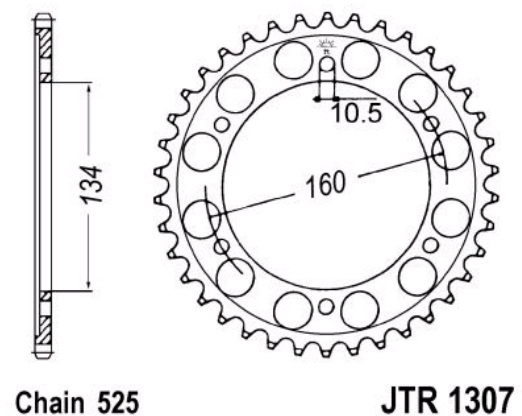
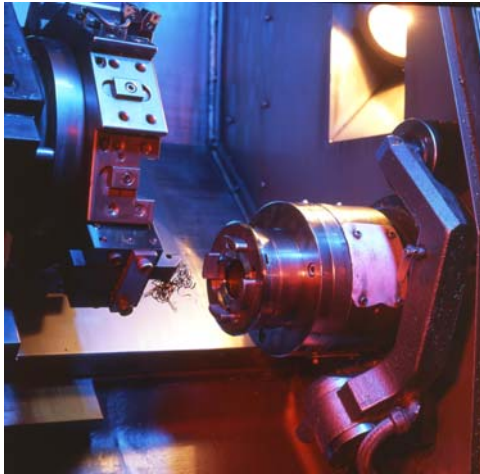
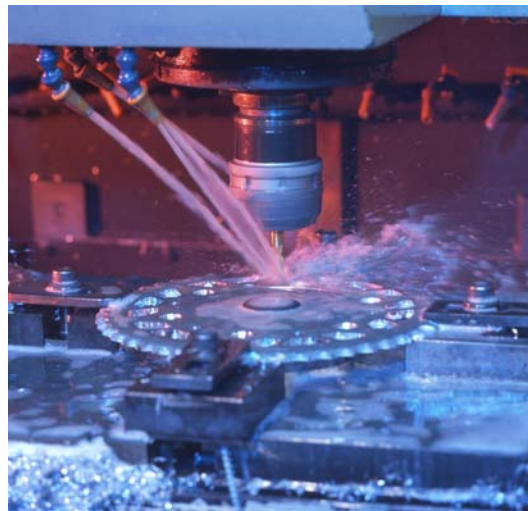


Figura 4.14 – Dimensões da polia movida

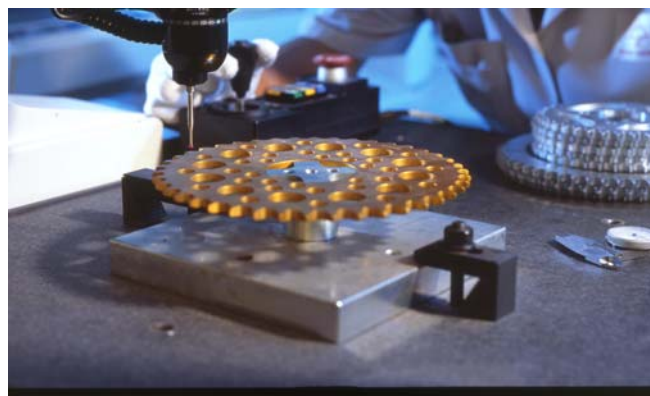
#### 4.3.8.3.1 Processos de Fabrico da polia motora e da polia movida *JT Sprockets*



**Figura 4.15 – Operação de torneamento da polia movida**



**Figura 4.16 – Operação de fresamento da polia movida**

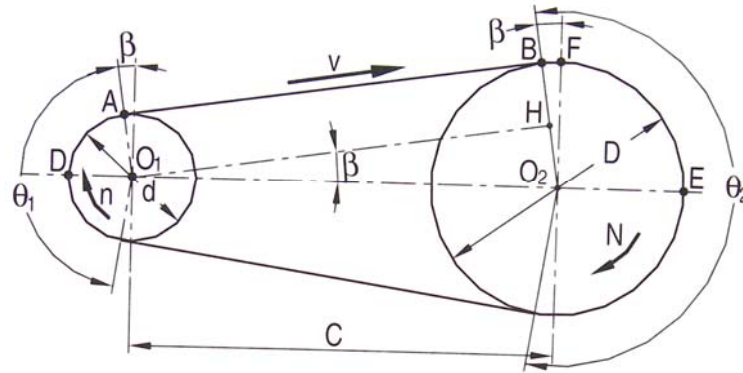


**Figura 4.17 – Controlo de qualidade (máquina CNC)**



### 4.3.9 Comprimento da Corrente ( $L_p$ )

Vamos agora calcular o comprimento da corrente com base na figura 4.18.



**Figura 4.18 – Geometrias da transmissão por corrente.**

Pela equação deduzida anteriormente no 3.2.1 desta tese.

$$L_p = \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} + \frac{2C}{p} + \frac{(Z_1 + Z_2)^2 \cdot p}{4 \cdot \pi^2 \cdot C}$$

Sendo:

$$C = 600[mm]$$

$$p = 15,875[mm]$$

$$Z_1 = 15[dentes]$$

$$Z_2 = 45[dentes]$$

Então:

$$L_p = \frac{(15 + 45)}{2} + \frac{2 \cdot 600}{15,875} + \frac{(15 + 45)^2 \cdot 15,875}{4 \cdot \pi^2 \cdot 600} = 115,5 \text{ elos}$$

Como temos de utilizar um número inteiro, próximo do calculado e de preferência par então vamos utilizar 116 elos e vamos ter de redefinir a distância entre eixos.

$$116 = \frac{(15 + 45)}{2} + \frac{2 \cdot C}{15,875} + \frac{(15 + 45)^2 \cdot 15,875}{4 \cdot \pi^2 \cdot C} \Leftrightarrow C = 604,07[mm]$$

#### 4.3.10 Velocidade Média da Corrente ( $V_m$ )

Pela equação descrita no capítulo 3

$$V_m = \frac{p \cdot Z \cdot n}{60000} = \frac{15,875 \cdot 15 \cdot 5278,2}{60000} = 20,95 [m/s]$$

Em que:

$$p = 15,875 [mm]$$

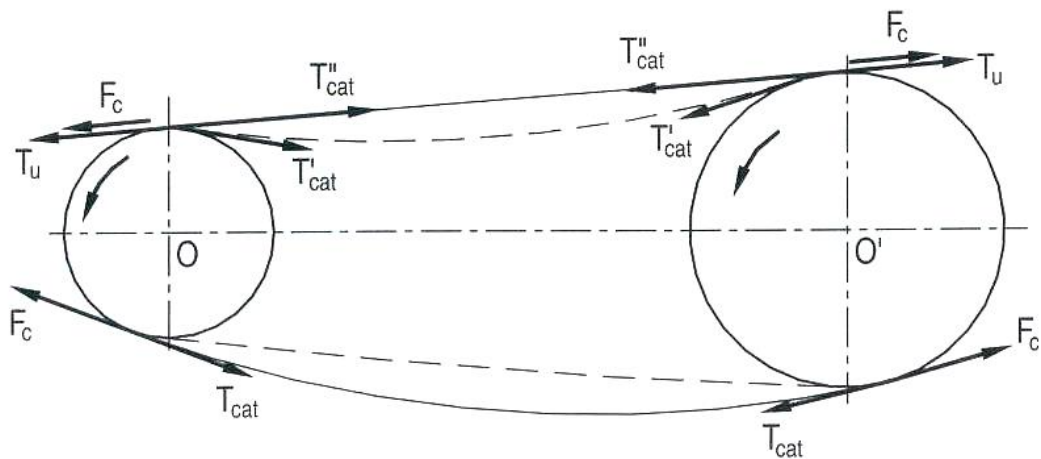
$$Z = 15 [\text{dentes}]$$

$$n = 5278,2 [r.p.m.]$$

Então:

$$V_m = \frac{15,875 \cdot 15 \cdot 5278,2}{60000} = 20,95 [m/s]$$

#### 4.3.11 Análise de Solicitações na Corrente



**Figura 4.19 - Esforços nos ramos da corrente**

Vamos calcular a força útil, a força centrífuga, a força de catenária e os esforços nos veios. Para tal vamos utilizar as equações descritas no capítulo 3.

#### 4.3.11.1 Força Útil ( $T_u$ )

$$T_u = \frac{P}{V_m}$$

Em que:

$$P = 82594,4 [W]$$

$$V_m = 20,95 [m/s]$$

Então:

$$T_u = \frac{82594,4}{20,95} = 3942,45 [N]$$

#### 4.3.11.2 Força Centrífuga ( $F_c$ )

$$F_c = \frac{q \cdot V_m^2}{g}$$

Sabemos que 100 elos pesam 1,91kg. Sabemos também que o passo da corrente é de 15,875mm então 100 elos tem  $100 \cdot 15,875 = 1587,5 [mm] = 1,5875m$

Logo:

$$1,5875 [m] \text{ ————— } 1,91 [kg]$$

$$1 [m] \text{ ————— } x$$

$$x = 1,2031 [kg]$$

$$q = 1,2031 [kg/m]$$

Então:

$$F_c = \frac{1,2031 \cdot 20,95^2}{9,81} = \frac{1,2031 \cdot 20,95^2}{9,81} = 53,827 [N]$$

#### 4.3.11.3 Força de Catenária ( $T_{cat}$ )

$$f = \sqrt{0,5 \cdot C \cdot (L_r - L)} = \sqrt{0,5 \cdot 600 \cdot (116 \cdot 15,875 - 115,5 \cdot 15,875)} = 53,21[mm]$$

$$T_{cat} = \frac{q \cdot C^2}{8000 \cdot f} + \frac{q \cdot f}{2000} = \frac{1,2031 \cdot 600^2}{8000 \cdot 53,21} + \frac{1,2031 \cdot 53,21}{2000} = 1,05[N]$$

#### 4.3.11.4 Esforços nos Veios ( $M_t$ )

$$M_t = \frac{P}{V_m} \cdot \frac{d}{2}$$

Em que:

$$P = 82594,4[W]$$

$$V_m = 20,95[m/s]$$

$$d = 26[mm](\text{diâmetro do veio do pinhão})$$

$$M_t = \frac{82594,4}{20,95} \cdot \frac{26 \cdot 10^{-3}}{2} = 51,252[N \cdot m]$$

#### 4.3.12 Preço da Corrente Escolhida

##### EK 525MVXZ X-Ring Chain [EKC-571502]

**\$123.50**



enlarge

Available Options:

Color:

Chrome

Add to Cart



##### EK Super Sport X-Ring Chain

- Recommended for Pro Racing and OEM replacement
- Thicker side plates and bigger pins provide strength & durability for high performance machines.
- Lightweight chain features reinforced rollers and K-3 grease for added strength and durability.
- Available in gold.
- Sold in 120-link lengths
- **Tensile Strength 9,300 lbs**

## EK 525mvxz Premium Quadra X Ring Motorcycle Chain

*Premium 'X' ring chain - Available in colors! Now in KTM Orange*



**includes one free master/connecting link, rivet type**  
**\$140.98**

Premium value Quadra-X ring chains, beefy 5.38 mm diameter pins and 2.0 mm inner and outer plates, an EK exclusive! Quadra X-rings offer 50 to 100 percent longer life than O rings, while reducing friction up to 50%. High-tech reinforced rollers help provide phenomenal tensile strenght. Available in a variety of colors! Competition ready.

**features:** 9300 lb tensile strength, Max 1000 cc street, 750 cc dirt

**specific:** wear life=1500; basis=100

**New** - Available in **Black** too! Some colors available in custom lengths longer than 120/130 links  
- call or email us for info.

### Other Images



*All Prices in US  
Dollars*

#### Order Information

**Item Number**  
ek525mvxz

**Price**  
\$140.98

**Quantity:**

**Select Size:**

EK 525mvxz Motorcycle Chain 120 Links Regular [\$140.98] ▼

**Add to Cart**

O melhor preço da corrente EK 525 MVXZ: \$123,50 = €84,47

Taxa de câmbio à data de 01 e Setembro de 2008, Taxas de Câmbio de Referência Bancária - Banco de Portugal.

### 4.3.13 Preços das Polias Motoras

#### 4.3.13.1 JT Sprocket 525 (polia motora) [31]

Número	Preço	Descrição	Referência
(65075)	\$17,95	JT Sprocket 525 Front 15 Teeth	Mfg.#: JTF29115
(44708)	\$15,95	JT Sprocket 525 Front 17 Teeth	Mfg.#: JTF29117
(59925)	\$15,95	JT Sprocket 525 Front 16 Teeth	Mfg.#: JTF29316
(44750)	\$17,95	JT Sprocket 525 Front 15 Teeth	Mfg.#: JTF29615
(44751)	\$17,95	JT Sprocket 525 Front 16 Teeth	Mfg.#: JTF29616
(65063)	\$16,95	JT Sprocket 525 Front 14 Teeth	Mfg.#: JTF29714
(59850)	\$17,95	JT Sprocket 525 Front 15 Teeth	Mfg.#: JTF29715
(65064)	\$17,95	JT Sprocket 525 Front 16 Teeth	Mfg.#: JTF29716
(63882)	\$15,95	JT Sprocket 525 Front 14 Teeth	Mfg.#: JTF43314
(63370)	\$15,95	JT Sprocket 525 Front 16 Teeth	Mfg.#: JTF52016
(44625)	\$21,95	JT Sprocket 525 Front 14 Teeth	Mfg.#: JTF74014
(44624)	\$20,95	JT Sprocket 525 Front 15 Teeth	Mfg.#: JTF74015
(44628)	\$17,95	JT Sprocket 525 Front 16 Teeth	Mfg.#: JTF74016
(44749)	\$16,95	JT Sprocket 520 Front 16 Teeth	Mfg.#: JTF126916
(44775)	\$17,95	JT Sprocket 525 Front 15 Teeth	Mfg.#: JTF133215
(44776)	\$17,95	JT Sprocket 525 Front 17 Teeth	Mfg.#: JTF133217
<b>(44783)</b>	<b>\$19,95</b>	<b>JT Sprocket 525 Front 15 Teeth</b>	<b>Mfg.#: JTF137015</b>
(44784)	\$19,95	JT Sprocket 525 Front 16 Teeth	Mfg.#: JTF137016
(59922)	\$16,95	JT Sprocket 525 Front 14 Teeth	Mfg.#: JTF137114
(59924)	\$16,95	JT Sprocket 525 Front 15 Teeth	Mfg.#: JTF137115
(44779)	\$19,95	JT Sprocket 525 Front 17 Teeth	Mfg.#: JTF137217
(44595)	\$15,95	JT Sprocket 525 Front 14 Teeth	Mfg.#: JTF144814
(44597)	\$15,95	JT Sprocket 525 Front 15 Teeth	Mfg.#: JTF144815
(62836)	\$18,95	JT Sprocket 525 Front 14 Teeth	Mfg.#: JTF151514
(62837)	\$19,95	JT Sprocket 525 Front 15 Teeth	Mfg.#: JTF151515
(44618)	\$19,95	JT Sprocket 525 Front 17 Teeth	Mfg.#: JTF158617

Melhor preço da polia motora 15 dentes: \$19,95 = €13,64

Taxa de câmbio à data de 01 e Setembro de 2008, Taxas de Câmbio de Referência  
 Bancária - Banco de Portugal.

#### 4.3.14 Preço das Polias Movidas

##### 4.3.14.1 JT Sprocket 525 (polia movida) [31]

Número	Preço	Descrição	Referência
(48915)	\$27,95	JT Sprocket 525 Rear 47 Teeth	Mfg.#: JTR30047
(62856)	\$25,95	JT Sprocket 525 Rear 39 Teeth	Mfg.#: JTR49839
(62857)	\$27,95	JT Sprocket 525 Rear 40 Teeth	Mfg.#: JTR49840
(63943)	\$28,95	Sprocket 525 Rear 45 Teeth	Mfg.#: JTR49845
(63905)	\$32,95	JT Sprocket 525 Rear 46 Teeth	Mfg.#: JTR80746
(63904)	\$31,95	Sprocket 525 Rear 47 Teeth	Mfg.#: JTR80747
(64510)	\$31,95	JT Sprocket 525 Rear 44 Teeth	Mfg.#: JTR86744
(44753)	\$30,95	JT Sprocket 525 Rear 41 Teeth	Mfg.#: JTR130441
(44754)	\$30,95	JT Sprocket 525 Rear 42 Teeth	Mfg.#: JTR130442
(59932)	\$30,95	JT Sprocket 525 Rear 43 Teeth	Mfg.#: JTR130443
(44771)	\$26,95	JT Sprocket 525 Rear 44 Teeth	Mfg.#: JTR131144
(59863)	\$29,95	JT Sprocket 525 Rear 36 Teeth	Mfg.#: JTR133236
(59864)	\$29,95	JT Sprocket 525 Rear 37 Teeth	Mfg.#: JTR133237
(59865)	\$29,95	JT Sprocket 525 Rear 38 Teeth	Mfg.#: JTR133238
(59866)	\$30,95	JT Sprocket 525 Rear 40 Teeth	Mfg.#: JTR133240
(59867)	\$30,95	JT Sprocket 525 Rear 41 Teeth	Mfg.#: JTR133241
(59868)	\$30,95	JT Sprocket 525 Rear 44 Teeth	Mfg.#: JTR133244
<b>(59869)</b>	<b>\$34,95</b>	<b>JT Sprocket 525 Rear 45 Teeth</b>	<b>Mfg.#: JTR133245</b>
(65066)	\$34,95	JT Sprocket 525 Rear 46 Teeth	Mfg.#: JTR133246
(44862)	\$30,95	JT Sprocket 525 Rear 40 Teeth	Mfg.#: JTR148940
(63389)	\$30,95	JT Sprocket 525 Rear 42 Teeth	Mfg.#: JTR148942
(63391)	\$30,95	JT Sprocket 525 Rear 43 Teeth	Mfg.#: JTR148943

Melhor preço da polia movida 45 dentes: \$34,95 = €23,90

Taxa de câmbio à data de 01 e Setembro de 2008, Taxas de Câmbio de Referência  
 Bancária - Banco de Portugal. [32]

## 4.4 Dimensionamento da Correia Dentada

Para os mesmos dados:

- Velocidade de rotação máxima da polia motora:  $5278,2[r.p.m.]$
- Momento máximo transmitido pelo polia motora:  $341,55[N \cdot m]$
- Potência máxima transmitida pelo polia motora:  $P_{u_{III}} = 82594,4[W]$
- Vamos considerar que a distância entre eixos é de  $600[mm]$
- O polia motora tem 15 dentes

### 4.4.1 Escolha das Características da Correia Dentada e das Polias.

#### 4.4.1.1 Determinação da Potência de Cálculo

A potência de cálculo  $P_c$  obtém-se multiplicando a potência nominal a transmitir,  $P$ , pelo factor de serviço  $K_s$ . Este factor é função do tipo de máquinas motora e movida e das condições de serviço e de carga, a escolha foi efectuada através da tabela 3.7. Então  $K_s = 1,6$  pois trata-se de 2 veios de transmissão e as condições de serviço é intermitente com operação até 8h/dia. Devemos ainda adicionar um factor de serviço adicional pois temos uma relação de transmissão de  $i = 3$  então temos de adicionar 0,3 ao factor de serviço. Então novo factor de serviço é  $K_s = 1,9$

Sabemos então que a potência nominal a transmitir é de  $P = 82594,4[W]$  multiplicando pelo factor de serviço  $K_s$  obtemos:  $P_c = 82594,4 \cdot 1,9 = 156929,36[W]$ .

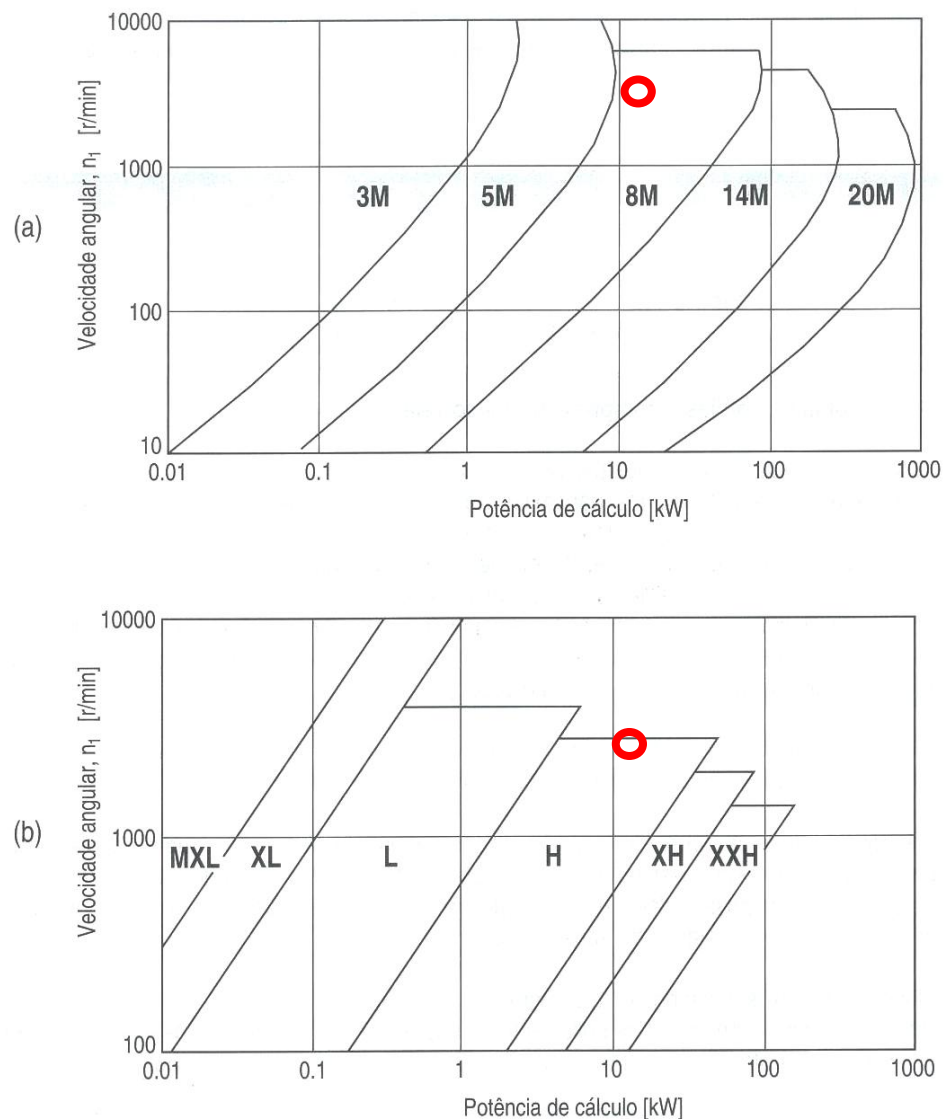


#### 4.4.1.2 Selecção da Secção da Correia

Podemos agora seleccionar o tipo de correia, de acordo com os diagramas de capacidade de carga de correias dentadas Gates. É apenas necessário a velocidade angular do polia motora e a potência calculada anteriormente.

Então:

$$\begin{cases} P_c = 156929,36 [W] \\ n_1 = 5278,2 [r.p.m.] \end{cases}$$



**Figura 4.20 – Diagrama de capacidade de carga de correias dentadas Gates a) Tipo *POWERGRIP* GT2 b) Clássicas [4]**

Através destes dois ábacos de selecção de correias dentadas retiramos que a correia dentada do tipo *POWERGRIP GT2* é a 8M (passo de 8 mm) e a correia dentada clássica é a do tipo H. Como as correias *POWERGRIP GT2* tem um perfil optimizado, são a melhor opção pois são mais resistentes e aquele formato (figura 4.20) reduz a concentração de tensões.

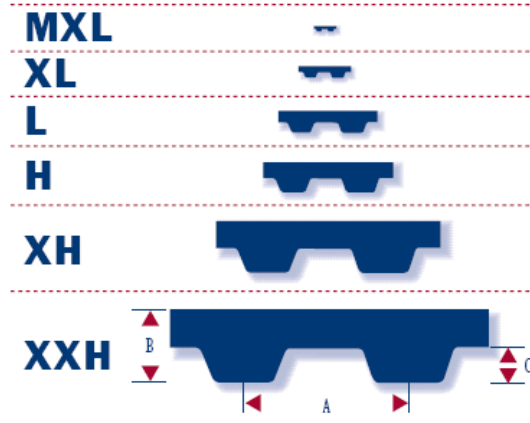
## PowerGrip® Timing Belts

Available in the following widths:

<b>MXL widths include:</b>	<b>XL widths include:</b>	<b>L widths include:</b>	<b>H widths include:</b>	<b>XH widths include:</b>	<b>XXH widths include:</b>
012 (.125")	025 (.250")	050 (.500")	075 (.750")	200 (2.000")	200 (2.000")
019 (.188")	037 (.375")	075 (.750")	100 (1.000")	300 (3.000")	400 (4.000")
025 (.250")		100 (1.000")	150 (1.500")	400 (4.000")	500 (5.000")

Examples: 210L100 Belt 18L100Pulley

	Stock Belt Pitch	Reference Dimensions		
	P.L. (in.)	A	B	C
MXL	3.60" 32.00"	2.03mm .080 in.	1.14mm .045 in.	0.51mm .020 in.
XL	5.00" 77.00"	5.08mm .200 in.	2.29mm .090 in.	1.27mm .050 in.
L	12.38" 81.75"	9.53mm .375 in.	3.60mm .140 in.	1.91mm .075 in.
H	21.00" 170.00"	12.70mm .500 in.	4.10mm .160 in.	2.29mm .090 in.
XH	50.75" 175.00"	22.23mm .875 in.	11.20mm .440 in.	6.35mm .250 in.
XXH	70.00" 180.00"	31.75mm 1.250 in.	15.70mm .620 in.	9.53mm .375 in.



## Synchro-Power® Polyurethane Belts

Endless belts are available in metric T2.5 (2.5mm), T5 (5mm), T10 (10mm); AT5 (5mm) and AT10 (10mm) pitches.

Available in conventional pitches: MXL (.080") and XL (.375")

Also available are the double sided toothed belts T5DL (5mm) and T10DL (10mm) pitches.

Note: Refer to Catalog No. 19993 for widths.

Figura 4.21 – Dimensões das correias dentadas clássicas. [4]

## Synchronous Belts

All synchronous belts are identified in a similar manner, in either English or metric units. Belts are measured by:

1. **Pitch:** Distance in inches or millimeters between two adjacent tooth centers as measured on the belt pitch line.
2. **Pitch Length:** Total length (circumference) in inches or millimeters as measured along the pitch line. It is equal to the pitch multiplied by the number of teeth in the belt.
3. **Width:** Always shown as the last part of the size designation. Denotes width in inches or millimeters.

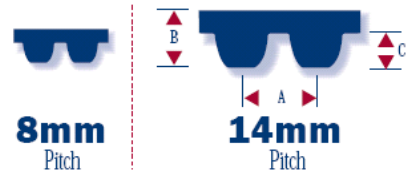
### Poly Chain® GT<sup>2</sup> Belts

Examples: 8MGT-640-12 Belt 8MX-22S-12 1008 GT2 Sprocket

Available in 8mm and 14mm pitches.

8mm widths include: 12mm, 21mm, 36mm, 62mm;  
14mm widths include: 20mm, 37mm, 68mm, 90mm, 125mm

Stock Belt Pitch		Reference Dimensions			
	P.L. (mm)	P.L. (in.)	A	B	C
8mm	640	25.20	8mm	5.9mm	3.4mm
	4480	176.38	.315 in.	.233 in.	.135 in.
14mm	994	39.13	14mm	10.2mm	3.4mm
	4410	173.62	.552 in.	.401 in.	.236 in.



NOTE: Gates recommends that Poly Chain GT2 belts run only in Poly Chain GT2 sprockets when used for new applications.  
Gates recommends that Poly Chain GT2 belts be used for replacement belts in Poly Chain GT sprockets.

### PowerGrip® GT<sup>2</sup> Belts

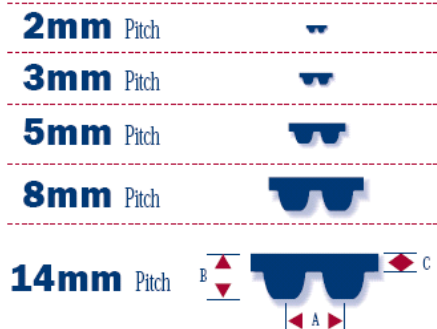
Examples: 640-8MGT-20 Belt  
P22-8MGT-20 1108 Sprocket

Available in 2mm, 3mm, 5mm, 8mm, 14mm and 20mm pitches.

Examples: 5MR-300-09 Belt  
P18-5MGT-15 Sprocket

2mm widths include: 4mm, 6mm, 9mm; 3mm widths include: 6mm, 9mm, 15mm; 5mm widths include: 9mm, 15mm, 25mm;  
8mm widths include: 20mm, 30mm, 50mm, 85mm;  
14mm widths include: 40mm, 55mm, 85mm, 115mm, 170mm;

Stock Belt Pitch		Reference Dimensions			
	P.L.(mm)	P.L.(in.)	A	B	C
2mm	100	3.94"	2mm	1.52mm	.76mm
	1164	45.83"	.0787 in.	.060 in.	.030 in.
3mm	219	8.62"	3mm	2.41mm	1.14mm
	2061	81.14"	.1181 in.	.095 in.	.045 in.
5mm	300	11.81"	5mm	3.81mm	1.93mm
	2100	82.67"	.197 in.	.150 in.	.076 in.
8mm	384	15.12"	8mm	5.59mm	3.28mm
	4400	173.25"	.315 in.	.220 in.	.129 in.
14mm	966	38.03"	14mm	9.91mm	5.84mm
	6860	270.07"	.552 in.	.390 in.	.230 in.



Note: PowerGrip GT2 belts must be used with PowerGrip GT2 sprockets for new designs  
Note: 8 and 14 mm pitch PowerGrip GT2 belts can be used as replacement belts at the next smaller width for the following: HTD, Rpp, Rpp+Plus, HTB, HPT, HT100, HT150, ETH, HPR, HPPD, EHT or HTT.  
Example: 14mm-170mm width — substitute a PowerGrip GT2-14mm-115 without any performance loss.

### PowerGrip® HTD® Belts

Examples: 350-5M-15 Belt P28-5M-15AL Sprocket

Stock Belt Pitch		Reference Dimensions			
	P.L.(mm)	P.L.(in.)	A	B	C
3mm	150	5.91"	3mm	2.41mm	1.22mm
	1263	49.72"	.1181 in.	.095 in.	.048 in.
5mm	350	13.78"	5mm	3.81mm	2.08mm
	2525	99.40"	.197 in.	.150 in.	.082 in.
20mm	2000	212.60"	20mm	13.2mm	8.4mm
	6600	259.84"	.787 in.	.520 in.	.330 in.

Available in 3mm and 5mm pitches.

3mm widths include: 6mm, 9mm, 15mm  
5mm widths include: 9mm, 15mm, 25mm  
20mm widths include: 115mm, 170mm, 230mm, 290mm, 340mm

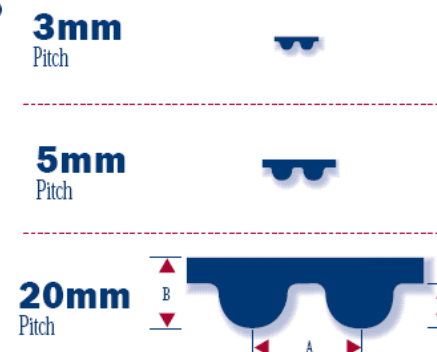


Figura 4.22 – Dimensões das correias dentadas Poly Chain GT2, PowerGrip GT2 e PowerGrip HTD. [4]

#### 4.4.1.3 Correia PowerGrip de Perfil H.

##### 4.4.1.3.1 Selecção das Polias

Existem polias com 14 e 16 dentes, então vamos escolher a de 14 dentes, visto quanto menor o raio da polia motora melhor o arranque. Como a relação de transmissão se mantém, o número de dentes da polia movida tem de ter pelo menos 42 dentes. Como não existe polias de perfil H com 42 dentes, vamos utilizar o número de dentes acima ou seja 44 dentes. Na tabela 4.3 podemos encontrar as características da correia e distância entre eixos mais próxima de  $600[mm]$ .

Polia motora com 14 dentes tem um diâmetro de  $d = 2,228" = 56,5912[mm]$

Polia movida com 44 dentes tem um diâmetro de  $D = 7,003" = 177,8762[mm]$

Podemos calcular agora a razão de transmissão:

$$i = \frac{D}{d} = \frac{177,8762}{56,5912} = 3,1431777738$$

Tabela 4.3 – Excerto do catálogo das correias dentadas *PowerGrip* de perfil H página 106. [4]

### H, 0.500" Pitch Belts Drive Selection Table

DriveN Speed			Sprocket Combinations				Center Distance, Inches							
For motor speed of			DriveR		DriveN		Speed Ratio	585H PL. 58.50 117 Teeth	600H PL. 60.00 120 Teeth	605H PL. 60.50 121 Teeth	630H PL. 63.00 126 Teeth	645H PL. 64.50 129 Teeth	655H PL. 65.50 131 Teeth	660H PL. 66.00 132 Teeth
1160 RPM	1750 RPM	3450 RPM	No. of Grooves	Pitch Diam. Inches	No. of Grooves	Pitch Diam. Inches								
387	583	1150	32	5.093	96	15.279	3.000	12.17	12.99	13.26	14.60	15.40	15.93	16.19
387	583	1150	40	6.366	120	19.099	3.000							
369	557	1098	14	2.228	44	7.003	3.143	21.87	22.62	22.88	24.13	24.89	25.39	25.64
367	554	1092	19	3.024	60	9.549	3.158	19.10	19.86	20.11	21.38	22.13	22.64	22.89
363	547	1078	30	4.775	96	15.279	3.200	12.37	13.19	13.46	14.81	15.61	16.14	16.40
359	542	1068	26	4.138	84	13.369	3.231	14.77	15.56	15.82	17.12	17.90	18.42	18.68

Depois de consultando, novamente, o catálogo de correias *Gates* podemos verificar na página 120 do catálogo, tabela 4.5, que a polia de 14 dentes não suporta a rotação de 5278,2 r.p.m., tendo de subir o número de dentes da polia motora para 22 dentes, suportando 5400 r.p.m..

Polia motora com 22 dentes tem um diâmetro de:  $d = 3,501" = 88,9254[mm]$

Para uma relação de transmissão superior a 3 temos de utilizar uma polia com pelo menos 66 dentes. Como não existem polias com esse número de dentes vou escolher a polia seguinte que tem 72 dentes.

Polia movida com 72 dentes tem um diâmetro de  $D = 11,459" = 291,0586[mm]$

Nova razão de transmissão:

$$i = \frac{D}{d} = \frac{291,0586}{88,9254} = 3,273065$$

Tabela 4.4 – Excerto do catálogo das correias dentadas *PowerGrip* de perfil H página 108. [4]

## H, 0.500" Pitch Belts Drive Selection Table

DriveN Speed			Sprocket Combinations				Speed Ratio	Center Distance, Inches					
For motor speed of			DriveR		DriveN			670H P.L. 67.00 134 Teeth	700H P.L. 70.00 140 Teeth	730H P.L. 73.00 146 Teeth	750H P.L. 75.00 150 Teeth	775H P.L. 77.50 155 Teeth	
1160 RPM	1750 RPM	3450 RPM	No. of Grooves	Pitch Diam. Inches	No. of Grooves	Pitch Diam. Inches							
357	538	1062	48	7.639	156	24.828	3.250						
354	535	1054	22	3.501	72	11.459	3.273	21.38	22.90	24.43	25.44	26.70	
348	525	1035	18	2.865	60	9.549	3.333	23.51	25.03	26.54	27.55	28.81	
348	525	1035	36	5.730	120	19.099	3.333		13.85	15.54	16.64	17.99	

#### 4.4.1.3.2 Distância Entre-Eixos

Consultando o catálogo com esta configuração conseguimos obter um entre-eixo mais próximo dos  $600[mm]$  de  $22,90'' = 581,66[mm]$  e  $24,43'' = 620,522[mm]$  escolhemos o valor mais próximo que é o  $581,66[mm]$ , então a correia tem a referência 700H P.L.70.00 com 140 dentes.

#### 4.4.1.3.3 Escolha da Largura da Correia

Existem cinco larguras possíveis da correia  $19,05[mm]$ ,  $25,40[mm]$ ,  $38,10[mm]$ ,  $50,80[mm]$  e  $76,20[mm]$ . Sendo necessário recorrer à potência a transmitir que é de  $82594,4[W]$  que corresponde a  $110,74[cv]$ . O máximo que estas polias transmitem é uma potência de  $61,00[cv]$  na largura máxima de  $76,20[mm]$ . Logo é impossível dimensionar esta correia como podemos verificar na tabela 4.5 na página seguinte.



**Tabela 4.5 – Potência máxima transmitida pela polia mais rápida da correia *PowerGrip* do tipo H com 76,20mm de largura, página 120 do catálogo de correias do fabricante *GATES* [23].**

## H (0.500 Inch Pitch) PowerGrip® Power Rating Table — 3.00 Inch Belt Width

RPM of Faster Shaft	Rated Horsepower for Small Sprocket (Number of Grooves and Pitch Diameter, Inches)															
	14H 2.228	16H 2.546	18H 2.865	19H 3.024	20H 3.183	21H 3.342	22H 3.501	24H 3.820	26H 4.138	28H 4.456	30H 4.775	32H 5.093	36H 5.730	40H 6.366	44H 7.003	48H 7.639
725	6.02	6.88	7.73	8.16	8.59	9.02	9.45	10.3	11.2	12.0	12.9	13.7	15.4	17.1	18.8	20.4
870	7.22	8.25	9.27	9.79	10.3	10.8	11.3	12.3	13.4	14.4	15.4	16.4	18.4	20.4	22.4	24.4
950	7.88	9.00	10.1	10.7	11.2	11.8	12.4	13.5	14.6	15.7	16.8	17.9	20.1	22.2	24.4	26.5
1160	9.62	11.0	12.3	13.0	13.7	14.4	15.1	16.4	17.7	19.1	20.4	21.7	24.4	27.0	29.5	32.1
1425		13.5	15.1	16.0	16.8	17.6	18.4	20.1	21.7	23.3	24.9	26.5	29.7	32.8	35.8	38.8
1750		16.5	18.5	19.5	20.5	21.5	22.5	24.5	26.5	28.4	30.3	32.2	36.0	39.6	43.1	46.5
2850			29.7	31.2	32.8	34.3	35.8	38.8	41.7	44.5	47.2	49.8	54.8	59.3	63.2	66.7
3450			35.5	37.3	39.1	40.8	42.6	45.9	49.1	52.2	55.1	57.9	62.8	67.0	70.2	72.5
100	0.83	0.95	1.07	1.13	1.19	1.25	1.31	1.42	1.54	1.66	1.78	1.90	2.14	2.37	2.61	2.85
200	1.66	1.90	2.14	2.26	2.37	2.49	2.61	2.85	3.09	3.32	3.56	3.80	4.27	4.75	5.22	5.69
300	2.49	2.85	3.20	3.38	3.56	3.74	3.92	4.27	4.63	4.98	5.34	5.69	6.40	7.11	7.82	8.53
400	3.32	3.80	4.27	4.51	4.75	4.98	5.22	5.69	6.17	6.64	7.11	7.59	8.53	9.48	10.4	11.4
500	4.15	4.75	5.34	5.63	5.93	6.23	6.52	7.11	7.70	8.30	8.89	9.48	10.7	11.8	13.0	14.2
600	4.98	5.69	6.40	6.76	7.11	7.47	7.82	8.53	9.24	9.95	10.7	11.4	12.8	14.2	15.6	17.0
700	5.81	6.64	7.47	7.88	8.30	8.71	9.12	9.95	10.8	11.6	12.4	13.2	14.9	16.5	18.1	19.7
800	6.64	7.59	8.53	9.00	9.48	9.95	10.4	11.4	12.3	13.2	14.2	15.1	17.0	18.8	20.6	22.5
900	7.47	8.53	9.59	10.1	10.7	11.2	11.7	12.8	13.8	14.9	15.9	17.0	19.0	21.1	23.2	25.2
1000	8.30	9.48	10.7	11.2	11.8	12.4	13.0	14.2	15.3	16.5	17.7	18.8	21.1	23.4	25.6	27.9
1100	9.12	10.4	11.7	12.4	13.0	13.6	14.3	15.6	16.8	18.1	19.4	20.6	23.2	25.6	28.1	30.5
1200		11.4	12.8	13.5	14.2	14.9	15.6	17.0	18.3	19.7	21.1	22.5	25.2	27.9	30.5	33.1
1300		12.3	13.8	14.6	15.3	16.1	16.8	18.3	19.8	21.3	22.8	24.3	27.2	30.1	32.9	35.7
1400		13.2	14.9	15.7	16.5	17.3	18.1	19.7	21.3	22.9	24.5	26.1	29.2	32.2	35.2	38.2
1500		14.2	15.9	16.8	17.7	18.5	19.4	21.1	22.8	24.5	26.2	27.9	31.2	34.4	37.5	40.6
1600		15.1	17.0	17.9	18.8	19.7	20.6	22.5	24.3	26.1	27.9	29.6	33.1	36.5	39.8	43.0
1700		16.0	18.0	19.0	20.0	20.9	21.9	23.8	25.7	27.6	29.5	31.4	35.0	38.6	42.0	45.4
1800		17.0	19.0	20.1	21.1	22.1	23.2	25.2	27.2	29.2	31.2	33.1	36.9	40.6	44.2	47.6
1900		17.9	20.1	21.2	22.2	23.3	24.4	26.5	28.6	30.7	32.8	34.8	38.8	42.6	46.3	49.8
2000		18.8	21.1	22.2	23.4	24.5	25.6	27.9	30.1	32.2	34.4	36.5	40.6	44.6	48.4	52.0
2100			22.1	23.3	24.5	25.7	26.9	29.2	31.5	33.8	36.0	38.2	42.4	46.5	50.4	54.0
2200			23.2	24.4	25.6	26.9	28.1	30.5	32.9	35.2	37.5	39.8	44.2	48.4	52.3	56.0
2300			24.2	25.5	26.8	28.0	29.3	31.8	34.3	36.7	39.1	41.4	45.9	50.2	54.2	57.9
2400			25.2	26.5	27.9	29.2	30.5	33.1	35.7	38.2	40.6	43.0	47.6	52.0	56.0	59.7
2500			26.2	27.6	29.0	30.3	31.7	34.4	37.0	39.6	42.1	44.6	49.3	53.7	57.7	61.4
2600			27.2	28.6	30.1	31.5	32.9	35.7	38.4	41.0	43.6	46.1	50.9	55.3	59.4	63.0
2800			29.2	30.7	32.2	33.8	35.2	38.2	41.0	43.8	46.5	49.1	54.0	58.5	62.5	66.0
3000			31.2	32.8	34.4	36.0	37.5	40.6	43.6	46.5	49.3	52.0	57.0	61.4	65.3	68.5
3200			33.1	34.8	36.5	38.2	39.8	43.0	46.1	49.1	52.0	54.7	59.7	64.1	67.7	70.6
3400			35.0	36.8	38.6	40.3	42.0	45.4	48.6	51.6	54.5	57.3	62.2	66.4	69.8	72.2
3600					40.6	42.4	44.2	47.6	50.9	54.0	57.0	59.7	64.6	68.5	71.4	73.3
3800					42.6	44.5	46.3	49.8	53.2	56.3	59.3	62.0	66.7	70.3	72.7	73.8
4000					44.6	46.5	48.4	52.0	55.3	58.5	61.4	64.1	68.5	71.7	73.5	73.7
4200					46.5	48.5	50.4	54.0	57.4	60.6	63.4	66.0	70.1	72.8	73.8	73.1
4400					48.4	50.4	52.3	56.0	59.4	62.5	65.3	67.7	71.4	73.5	73.7	71.8
4600					50.2	52.2	54.2	57.9	61.3	64.3	67.0	69.3	72.5	73.8	73.0	69.9
4800					52.0	54.0	56.0	59.7	63.0	66.0	68.5	70.6	73.3	73.7	71.8	67.3
5000					53.7	55.8	57.7	61.4	64.7	67.5	69.9	71.7	73.7	73.3	70.1	63.9
5200					55.3	57.4	59.4	63.0	66.2	68.9	71.0	72.6	73.8	72.3	67.7	
5400					57.0	59.0	61.0	64.6	67.6	70.1	72.0	73.3	73.6	70.9	64.8	
5600					58.5	60.6	62.5	66.0	68.9	71.2	72.8	73.7	73.1	69.1		
5800					60.0	62.0	63.9	67.3	70.0	72.1	73.3	73.8	72.2	66.7		
6000					61.4	63.4	65.3	68.5	71.0	72.8	73.7	73.7	70.9	63.9		

Use this sprocket and rpm only if required to obtain speed ratio or to meet diameter limitations. See Engineering Section II-5, Sprocket Diameter — Speed, on page 182.

Sprocket surface speeds over 6,500 fpm; special pulleys are required. See Engineering Section II-5, Sprocket Diameter—Speed, on page 182.

#### 4.4.1.4 Correia PowerGrip GT2 8mm

##### 4.4.1.4.1 Selecção das Polias

Depois de consultado o catálogo das correias, não existem polias da correia *PowerGrip* GT2 com menos de 22 dentes. Logo para uma relação de transmissão igual a 3 seria necessário utilizar uma polia movida com pelo menos 66 dentes. Como não existe polias com 66 dentes, vamos utilizar o número de dentes acima ou seja 72 dentes.

Polia motora com 22 dentes tem um diâmetro de  $d = 2,206'' = 56,0324[mm]$

Polia movida com 72 dentes tem um diâmetro de  $D = 7,218'' = 183,3372[mm]$

Podemos calcular agora a razão de transmissão:

$$i = \frac{D}{d} = \frac{183,3372}{56,0324} = 3,2719855$$

Tabela 4.6 – Excerto do catálogo das correias dentadas *PowerGrip* GT2 8mm de passo, página 39 [23].

### 8mm Pitch PowerGrip® GT®2 Belts Drive Selection Table

Center Distance, Inches									Speed Ratio	Sprocket Combinations	
1512-8MGT PL 59.528 189 teeth	1584-8MGT PL 62.362 198 teeth	1600-8MGT PL 62.992 200 teeth	1760-8MGT PL 69.291 220 teeth	1800-8MGT PL 70.866 225 teeth	2000-8MGT PL 78.740 250 teeth	2200-8MGT PL 86.614 275 teeth	2400-8MGT PL 94.488 300 teeth	2600-8MGT PL 102.362 325 teeth		DriveR No. of Grooves	DriveN No. of Grooves
17.70	19.15	19.47	22.67	23.47	27.45	31.42	35.39	39.34	3.111	36	112
13.93	15.43	15.76	19.05	19.86	23.90	27.91	31.91	35.88	3.130	46	144
21.32	22.75	23.06	26.23	27.03	30.98	34.93	38.88	42.82	3.200	25	80
17.77	19.22	19.54	22.74	23.54	27.52	31.49	35.46	39.42	3.200	35	112
20.23	21.67	21.98	25.16	25.96	29.92	33.87	37.83	41.77	3.214	28	90
22.22	23.65	23.96	27.13	27.92	31.87	35.82	39.76	43.71	3.273	22	72
14.06	15.56	15.89	19.18	20.00	24.04	28.05	32.05	36.03	3.273	44	144
17.84	19.29	19.61	22.81	23.61	27.60	31.57	35.53	39.49	3.294	34	112

Note: 25, 27, 29, 31, 33, 35, 37, 39, 42, 46, 50 and 53 groove sprockets are only available as stock products in 20 and 30mm widths.

\* This length correction factor must be used to determine the proper belt width.

Teeth in Mesh Factor: 0.8

Center distance is greater than eight times the small sprocket and the large sprocket is not flanged. See Engineering Section I-10, Use of Flanged Sprockets, on page 177.



#### 4.4.1.4.2 Distância Entre-Eixos

Consultando o catálogo com esta configuração, representado na tabela 4.6, conseguimos obter um entre-eixo mais próximo dos  $600[mm]$  que é de  $23,65" = 600,71[mm]$ , então a correia tem a referência 1584-8MGT P.L.62.362 com 198 dentes.

#### 4.4.1.4.3 Escolha da Largura da Correia

Existem cinco larguras possíveis da correia  $20[mm]$ ,  $30[mm]$ ,  $50[mm]$  e  $85[mm]$ . Sendo necessário recorrer à potência a transmitir que é de  $82594,4[W]$  que corresponde a  $110,74[cv]$  para escolher a largura da correia. No entanto, o máximo que a polia de 22 dentes transmite é uma potência de  $31,4[cv]$  para uma largura de  $30[mm]$ , como podemos verificar na tabela 4.7. Como não existem polias com 22 dentes para a correia com a largura de  $50[mm]$ , vamos ter de aumentar o número de dentes da polia motora tendo em conta a potência mínima.

Segundo o catálogo, a polia com 36 dentes consegue transmitir uma potência de  $117,9[cv]$  a uma rotação de  $5500[r.p.m.]$ , para uma largura da correia de  $50[mm]$ , como podemos verificar na tabela 4.8.

Nova polia motora com 36 dentes tem um diâmetro de  $d = 3,609" = 91,6686[mm]$

$$\text{Como } i > 3 \Leftrightarrow \frac{D}{d} > 3 \Leftrightarrow \frac{D}{91,6686} > 3 \Leftrightarrow D > 275,0058$$

Nova polia movida com 112 dentes tem um diâmetro de  $D = 11,229" = 285,2166[mm]$

$$\text{Nova relação de transmissão } i = \frac{D}{d} = \frac{285,2166}{91,6686} \Rightarrow 3,1113882$$

Nova distância entre-eixos é de  $23,47'' = 596,138[mm]$  para a correia com a referência 1800-8MGT P.L.70.866 com 225 dentes, como podemos verificar na tabela 4.6 a azul.

#### 4.4.1.4.4 Característica das Polias

As polias escolhidas anteriormente foram as polias com as seguintes referências no catálogo do fabricante *GATES* como podemos ver na tabela 4.9:

- P36-8MGT-50 (polia com 36 dentes)
- P112-8MGT-50 (polia com 112 dentes)

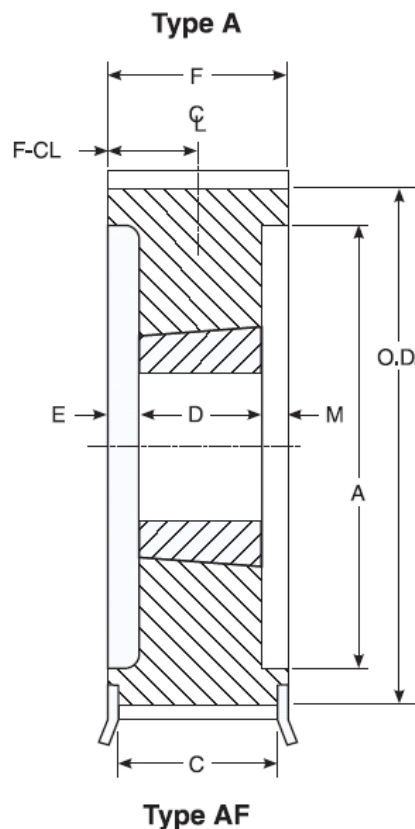


Figura 4.23 – Desenho das polias com as características na tabela 4.9 [23].

#### 4.4.1.4.5 Número de Dentes em Contacto

$$Z_c = Z_1 \left[ 0,5 - \frac{Z_2 - Z_1}{18,85 \cdot C} \right] = 36 \cdot \left[ 0,5 - \frac{112 - 36}{18,85 \cdot \frac{596,138}{8}} \right] = 16,05 \text{ dentes}$$

Tabela 4.7 – Potência máxima transmitida pela polia mais rápida da correia *PowerGrip GT2* com 20mm de largura, tabela em cima e com 30mm de largura, tabela em baixo. Página 54 do catálogo de correias do fabricante *GATES* [23].

## 8M PowerGrip® GT®2 Power Rating Table — 20mm Belt Width

RPM of Faster Shaft	Rated Horsepower for Small Sprocket (Number of Grooves and Pitch Diameter, Inches)																											
	22 2.206	24 2.406	25 2.506	26 2.607	27 2.707	28 2.807	29 2.907	30 3.008	31 3.108	32 3.208	33 3.308	34 3.409	35 3.509	36 3.609	37 3.709	38 3.810	39 3.910	40 4.010	42 4.211	44 4.411	46 4.612	48 4.812	50 5.013	53 5.314	56 5.614	64 6.416	72 7.218	80 8.020
10	0.07	0.07	0.08	0.08	0.09	0.09	0.10	0.10	0.11	0.11	0.12	0.12	0.12	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.16	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.22	0.25	0.29	0.32
20	0.12	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.30	0.32	0.33	0.35	0.37	0.39	0.42	0.49	0.55	0.62	0.71	0.80
40	0.24	0.27	0.29	0.31	0.32	0.34	0.36	0.37	0.39	0.41	0.42	0.44	0.46	0.48	0.49	0.51	0.53	0.54	0.58	0.61	0.64	0.68	0.71	0.76	0.81	0.94	1.07	1.20
60	0.35	0.40	0.42	0.45	0.47	0.50	0.52	0.55	0.57	0.60	0.62	0.65	0.67	0.69	0.72	0.74	0.77	0.79	0.84	0.89	0.94	0.99	1.04	1.11	1.18	1.38	1.57	1.76
100	0.55	0.63	0.68	0.72	0.76	0.80	0.84	0.88	0.92	0.96	1.00	1.04	1.08	1.12	1.16	1.20	1.24	1.28	1.36	1.44	1.52	1.60	1.68	1.80	1.91	2.23	2.54	2.84
200	1.04	1.20	1.28	1.36	1.44	1.52	1.59	1.67	1.75	1.83	1.91	1.98	2.06	2.14	2.22	2.29	2.37	2.45	2.60	2.75	2.91	3.06	3.21	3.44	3.67	4.27	4.87	5.46
300	1.51	1.74	1.86	1.97	2.09	2.20	2.32	2.44	2.55	2.66	2.78	2.89	3.01	3.12	3.23	3.35	3.46	3.57	3.80	4.02	4.25	4.47	4.70	5.03	5.36	6.24	7.12	7.99
400	1.96	2.27	2.42	2.57	2.72	2.87	3.02	3.18	3.33	3.48	3.63	3.78	3.93	4.07	4.22	4.37	4.52	4.67	4.97	5.26	5.56	5.85	6.14	6.58	7.02	8.17	9.32	10.5
500	2.40	2.78	2.97	3.16	3.34	3.53	3.71	3.90	4.09	4.27	4.46	4.64	4.83	5.01	5.19	5.38	5.56	5.74	6.11	6.47	6.84	7.20	7.56	8.10	8.64	10.1	11.5	12.9
600	2.83	3.28	3.50	3.73	3.95	4.17	4.39	4.62	4.84	5.06	5.27	5.50	5.71	5.93	6.15	6.37	6.59	6.80	7.24	7.67	8.10	8.53	8.96	9.60	10.2	11.9	13.6	15.3
700	3.26	3.78	4.03	4.29	4.55	4.80	5.06	5.32	5.57	5.83	6.08	6.34	6.59	6.84	7.09	7.35	7.60	7.85	8.35	8.85	9.35	9.84	10.3	11.1	11.8	13.8	15.7	17.6
800	3.68	4.26	4.55	4.85	5.14	5.43	5.72	6.01	6.30	6.59	6.88	7.17	7.45	7.74	8.02	8.31	8.60	8.88	9.45	10.0	10.6	11.1	11.7	12.5	13.4	15.6	17.2	20.0
870	3.96	4.60	4.91	5.23	5.55	5.86	6.18	6.49	6.80	7.12	7.43	7.74	8.05	8.36	8.67	8.98	9.29	9.60	10.2	10.8	11.4	12.0	12.7	13.6	14.5	16.9	19.2	21.6
1000	4.49	5.22	5.58	5.94	6.30	6.66	7.02	7.38	7.73	8.09	8.44	8.80	9.15	9.50	9.86	10.2	10.6	10.9	11.6	12.3	13.0	13.7	14.4	15.4	16.5	19.2	21.9	24.5
1160	5.13	5.97	6.38	6.80	7.21	7.62	8.03	8.45	8.86	9.26	9.67	10.1	10.5	10.9	11.3	11.7	12.1	12.5	13.3	14.1	14.9	15.7	16.5	17.7	18.9	22.0	25.1	28.1
1200	5.29	6.15	6.58	7.01	7.44	7.86	8.29	8.71	9.13	9.56	9.98	10.4	10.8	11.2	11.7	12.1	12.5	12.9	13.7	14.6	15.4	16.2	17.0	18.3	19.5	22.7	25.9	29.0
1400	6.07	7.07	7.56	8.06	8.55	9.04	9.53	10.0	10.5	11.0	11.5	12.0	12.5	12.9	13.4	13.9	14.4	14.9	15.8	16.8	17.7	18.7	19.6	21.0	22.4	26.1	29.8	33.4
1600	6.84	7.97	8.53	9.09	9.65	10.2	10.8	11.3	11.9	12.4	13.0	13.5	14.1	14.6	15.2	15.7	16.3	16.8	17.9	19.0	20.0	21.1	22.2	23.8	25.3	29.5	33.6	37.7
1750	7.41	8.64	9.25	9.86	10.5	11.1	11.7	12.3	12.9	13.5	14.1	14.7	15.3	15.9	16.5	17.1	17.6	18.2	19.4	20.6	21.7	22.9	24.1	25.8	27.5	32.0	36.5	40.8
2000	8.35	9.73	10.4	11.1	11.8	12.5	13.2	13.9	14.5	15.2	15.9	16.6	17.2	17.9	18.6	19.3	19.9	20.6	21.9	23.2	24.5	25.8	27.2	29.1	31.0	36.1	41.1	45.9
2400	9.81	11.4	12.3	13.1	13.9	14.7	15.5	16.3	17.1	17.9	18.7	19.5	20.3	21.1	21.9	22.7	23.5	24.3	25.8	27.4	28.9	30.5	32.0	34.3	36.5	42.4	48.2	53.8
2800	11.2	13.1	14.1	15.0	15.9	16.9	17.8	18.7	19.7	20.6	21.5	22.4	23.3	24.2	25.1	26.0	26.9	27.8	29.6	31.4	33.2	34.9	36.7	39.2	41.8	48.5	54.9	61.2
3200	12.6	14.8	15.8	16.9	17.9	19.0	20.0	21.1	22.1	23.2	24.2	25.2	26.3	27.3	28.3	29.3	30.3	31.3	33.3	35.3	37.3	39.2	41.2	44.1	46.9	54.2	61.3	
3450	13.5	15.8	16.9	18.0	19.2	20.3	21.4	22.5	23.6	24.8	25.9	27.0	28.1	29.1	30.2	31.3	32.4	33.5	35.6	37.7	39.8	41.9	43.9	47.0	50.0	57.7	65.1	
4000	15.3	17.9	19.2	20.5	21.8	23.1	24.4	25.6	26.9	28.2	29.4	30.7	31.9	33.1	34.4	35.6	36.8	38.0	40.4	42.8	45.1	47.4	49.7	53.1	56.4			
4500	16.9	19.8	21.3	22.7	24.1	25.5	27.0	28.4	29.8	31.1	32.5	33.9	35.3	36.6	38.0	39.3	40.6	42.0	44.6	47.2	49.7	52.2	54.7	58.3				
5000	18.5	21.7	23.2	24.8	26.4	27.9	29.5	31.0	32.5	34.0	35.5	37.0	38.5	40.0	41.4	42.9	44.3	45.7	48.6	51.3	54.1	56.7	59.4					
5500	20.0	23.5	25.2	26.9	28.6	30.2	31.9	33.6	35.2	36.8	38.4	40.0	41.6	43.2	44.7	46.3	47.8	49.3	52.3	55.3								

## 8M PowerGrip® GT®2 Power Rating Table — 30mm Belt Width

RPM of Faster Shaft	Rated Horsepower for Small Sprocket (Number of Grooves and Pitch Diameter, Inches)																											
	22	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	42	44	46	48	50	53	56	64	72	80
10	0.10	0.12	0.12	0.13	0.14	0.15	0.15	0.16	0.17	0.17	0.18	0.19	0.20	0.20	0.21	0.22	0.22	0.23	0.24	0.26	0.27	0.29	0.30	0.32	0.34	0.40	0.45	0.51
20	0.20	0.22	0.24	0.25	0.27	0.28	0.29	0.31	0.32	0.33	0.35	0.36	0.38	0.39	0.40	0.42	0.43	0.44	0.47	0.50	0.52	0.55	0.58	0.62	0.66	0.76	0.87	0.98
40	0.37	0.43	0.45	0.48	0.51	0.53	0.56	0.59	0.61	0.64	0.67	0.69	0.72	0.75	0.77	0.80	0.82	0.85	0.90	0.96	1.01	1.06	1.11	1.19	1.27	1.47	1.68	1.88
60	0.54	0.62	0.66	0.70	0.74	0.78	0.82	0.86	0.90	0.94	0.97	1.01	1.05	1.09	1.13	1.17	1.21	1.25	1.32	1.40	1.48	1.55	1.63	1.74	1.86	2.16	2.46	2.76
100	0.87	1.00	1.06	1.12	1.19	1.25	1.32	1.38	1.44	1.51	1.57	1.63	1.70	1.76	1.82	1.89	1.95	2.01	2.14	2.26	2.38	2.51	2.63	2.82	3.00	3.49	3.98	4.47
200	1.64	1.89	2.01	2.13	2.26	2.38	2.50	2.63	2.75	2.87	2.99	3.12	3.24	3.36	3.48	3.60	3.72	3.84	4.09	4.33	4.57	4.80	5.04	5.40	5.76	6.70	7.64	8.58
300	2.37	2.74	2.92	3.10	3.28	3.46	3.64	3.82	4.00	4.18	4.36	4.54	4.72	4.90	5.08	5.25	5.43	5.61	5.96	6.32	6.67	7.02	7.37	7.90	8.42	9.80	11.2	12.5
400	3.08	3.56	3.80	4.04	4.28	4.51	4.75	4.99	5.22	5.46	5.69	5.93	6.16	6.40	6.63	6.87	7.10	7.33	7.80	8.26	8.72	9.18	9.64	10.3	11.0	12.8	14.6	16.4
500	3.77	4.36	4.66	4.95	5.25	5.54	5.83	6.13	6.42	6.71	7.00	7.29	7.58	7.87	8.16	8.45	8.73	9.02	9.59	10.2	10.7	11.3	11.9	12.7	13.6	15.8	18.0	20.2
600	4.45	5.15	5.50	5.85	6.20	6.55	6.90	7.25	7.59	7.94	8.28	8.63	8.97	9.31	9.66	10.0	10.3	10.7	11.4	12.0	12.7	13.4	14.1	15.1	16.1	18.7	21.4	24.0
700	5.11	5.93	6.33	6.74	7.14	7.54	7.94	8.35	8.75	9.15	9.55	9.95	10.3	10.7	11.1	11.5	11.9	12.3	13.1	13.9	14.7	15.5	16.2	17.4	18.6	21.6	24.7	27.7
800	5.77	6.69	7.15	7.61	8.07	8.52	8.98	9.44	9.89	10.3	10.8	11.2	11.7	12.1	12.6	13.0	13.5	13.9	14.8	15.7	16.6	17.5	18.4	19.7	21.0	24.5	27.9	31.4
870	6.22	7.22	7.72	8.22	8.71	9.20	9.70	10.2	10.7	11.2	11.7	12.2	12.6	13.1	13.6	14.1	14.6	15.1	16.0	17.0	18.0	18.9	19.9	21.3	22.7	26.5	30.2	33.9
1000	7.05	8.19	8.76	9.33	9.89	10.5	11.0	11.6	12.1	12.7	13.3	13.8	14.4	14.9	15.5	16.0	16.6	17.1	18.2	19.3	20.4	21.5	22.6	24.2	25.8	30.1	34.3	38.5
1160	8.06	9.37	10.0	10.7	11.3	12.0	12.6	13.3	13.9	14.5	15.2	15.8	16.5	17.1	17.7	18.4	19.0	19.6	20.9	22.2	23.4	24.7	25.9	27.8	29.6	34.5	39.4	44.2
1200	8.31	9.66	10.3	11.0	11.7	12.3	13.0	13.7	14.3	15.0	15.7	16.3	17.0	17.6	18.3	19.0	19.6	20.3	21.6	22.9	24.2	25.4	26.7	28.7	30.6	35.6	40.6	45.6
1400	9.54	11.1	11.9	12.7	13.4	14.2	15.0	15.7	16.5	17.3	18.0	18.8	19.6	20.3	21.1	21.8	22.6	23.3	24.8	26.3	27.8	29.3	30.8	33.0	35.2	41.0	46.8	52.4
1600	10.7	12.5	13.4	14.3	15.2	16.0	16.9	17.8	18.6	19.5	20.4	21.2	22.1	23.0	23.8	24.7	25.5	26.4	28.1	29.8	31.5	33.1	34.8	37.3	39.8	46.3	52.8	59.2
1750	11.6	13.6	14.5	15.5	16.4	17.4	18.3	19.3	20.2	21.2	22.1	23.0	24.0	24.9	25.8	26.8	27.7	28.6	30.5	32.3	34.1	36.0	37.8	40.5	43.2	50.3	57.2	64.1
2000	13.1	15.3	16.4	17.5	18.5	19.6	20.7	21.8	22.8	23.9	24.9	26.0	27.1	28.1	29.2	30.2	31.3	32.3	34.4	36.5	38.5	40.6	42.6	45.7	48.7	56.7	64.5	72.1
2400	15.4	18.0	19.3	20.5	21.8	23.1	24.4	25.6	26.9	28.1	29.4	30.7	31.9	33.1	34.4	35.6	36.9	38.1	40.5	43.0	45.4	47.8	50.2	53.8	57.3	66.6	75.6	84.4
2800	17.6	20.6	22.1	23.6	25.0	26.5	28.0	29.4	30.9	32.3	33.7	35.2	36.6	38.0	39.5	40.9	42.3	43.7	46.5	49.3	52.1	54.8	57.6	61.6	65.6	76.1	86.2	96.0
3200	19.8	23.2	24.8	26.5	28.2	29.8	31.5	33.1	34.7	36.4	38.0	39.6	41.2	42.8	44.4	46.0	47.6	49.2	52.3	55.4	58.5	61.6	64.7	69.2	73.6	85.2	96.2	
3450	21.1	24.7	26.5	28.3	30.1	31.9	33.6	35.4	37.1	38.9	40.6	42.3	44.0	45.8	47.5	49.2	50.8	52.5	55.9	59.2	62.5	65.7	69.0	73.7	78.4	90.6	102.2	
4000	24.0	28.1	30.2	32.2	34.2	36.2	38.2	40.2	42.2	44.2	46.2	48.1	50.1	52.0	53.9	55.9	57.8	59.7	63.4	67.1	70.8	74.5	78.1	83.4	88.5			
4500	26.6	31.1	33.4	35.6	37.9	40.1	42.3	44.5	46.7	48.9	51.1	53.2	55.4	57.5	59.6	61.7	63.8	65.9	70.0	74.0	78.0	82.0	85.9	91.6				
5000	29.0	34.0	36.5	39.0	41.4	43.8	46.3	48.7	51.1	53.4	55.8	58.1	60.5	62.8	65.0	67.3	69.6	71.8	76.3	80.6	84.9	89.1	93.2					
5500	31.4	36.8	39.5	42.2	44.8	47.5	50.1	52.7	55.3	57.8	60.3	62.9	65.3	67.8	70.3	72.7	75.1	77.5	82.2	86.8								

**Tabela 4.8 - Potência máxima transmitida pela polia mais rápida da correia *PowerGrip* GT2 com 50mm de largura. Página 55 do catálogo de correias do fabricante *GATES* [23].**

## 8M PowerGrip® GT®2 Power Rating Table 50mm Belt Width

RPM of Faster Shaft	Base Rated Horsepower for Small Sprocket (Number of Grooves and Pitch Diameter, Inches)								
	28 2.807	30 3.008	32 3.208	34 3.409	36 3.609	38 3.810	40 4.010	44 4.411	48 4.812
10	0.25	0.28	0.30	0.33	0.35	0.38	0.40	0.45	0.50
20	0.49	0.53	0.58	0.63	0.68	0.72	0.77	0.86	0.96
40	0.93	1.02	1.11	1.21	1.30	1.39	1.48	1.66	1.84
60	1.35	1.49	1.63	1.76	1.90	2.03	2.17	2.43	2.70
100	2.18	2.40	2.62	2.84	3.06	3.28	3.50	3.93	4.36
200	4.14	4.57	4.99	5.42	5.84	6.26	6.68	7.52	8.35
300	6.02	6.65	7.27	7.90	8.52	9.14	9.75	11.0	12.2
400	7.85	8.67	9.49	10.3	11.1	11.9	12.7	14.4	16.0
500	9.63	10.7	11.7	12.7	13.7	14.7	15.7	17.7	19.7
600	11.4	12.6	13.8	15.0	16.2	17.4	18.6	20.9	23.3
700	13.1	14.5	15.9	17.3	18.7	20.1	21.4	24.2	26.9
800	14.8	16.4	18.0	19.6	21.1	22.7	24.2	27.3	30.4
870	16.0	17.7	19.4	21.1	22.8	24.5	26.2	29.5	32.9
1000	18.2	20.1	22.1	24.0	25.9	27.9	29.8	33.6	37.4
1160	20.8	23.1	25.3	27.5	29.7	32.0	34.1	38.5	42.9
1200	21.5	23.8	26.1	28.4	30.7	33.0	35.2	39.8	44.2
1400	24.7	27.4	30.0	32.7	35.3	38.0	40.6	45.8	51.0
1600	27.9	30.9	33.9	36.9	39.9	42.9	45.9	51.8	57.6
1750	30.2	33.5	36.8	40.1	43.3	46.6	49.8	56.2	62.5
2000	34.1	37.8	41.5	45.2	48.9	52.6	56.2	63.4	70.6
2400	40.2	44.6	48.9	53.3	57.6	62.0	66.2	74.7	83.1
2800	46.1	51.2	56.2	61.2	66.2	71.1	76.0	85.7	95.3
3200	51.9	57.6	63.2	68.9	74.5	80.0	85.5	96.4	107.1
3450	55.4	61.5	67.6	73.6	79.6	85.5	91.3	102.9	114.3
4000	63.0	70.0	76.9	83.7	90.4	97.1	103.7	116.8	129.5
4500	69.7	77.4	85.0	92.6	100.0	107.3	114.5	128.7	142.5
5000	76.2	84.7	92.9	101.1	109.1	117.1	124.9	140.1	154.9
5500	82.5	91.6	100.5	109.3	117.9	126.4	134.7	150.9	

Corrected Horsepower Rating = [Base Rating] x [Belt Length Correction Factor]



Tabela 4.9 – Especificação das polias. [23]

## 8mm Pitch PowerGrip® GT®2 Sprocket Specifications

Sprocket Number	Number of Teeth	Diameters (in)			Dimensions (in)										Approx. Wt.(lb)	Approx. WR <sup>2</sup>	Matl. Spec.		
		Pitch	O.D.	Flange Ref.	Design Type	A	B	C	D	E	F	M	F-CL	Bushing Size				Bore Sizes	
																		Min.	Max.
P28-8MGT-50 PB	28	2.807	2.753	3.207	6F-1	1.80	2.34	2.10	2.50	0.62	2.38	0.50	1.19	MPB	0.500	1.500	3.7	0.024	D
P30-8MGT-50	30	3.008	2.954	3.346	AF-1	2.00	—	2.10	1.00	0	2.38	1.38	1.19	1210	0.500	1.250	2.2	0.023	D
P32-8MGT-50	32	3.208	3.154	3.543	AF-1	2.36	—	2.10	1.00	0	2.38	1.38	1.19	1210	0.500	1.250	2.3	0.028	D
P34-8MGT-50	34	3.409	3.355	3.819	AF-1	2.57	—	2.10	1.00	0	2.38	1.38	1.19	1610	0.500	1.688	4.0	0.045	D
P36-8MGT-50	36	3.609	3.555	3.937	AF-1	2.77	—	2.10	1.00	0	2.38	1.38	1.19	1610	0.500	1.688	2.7	0.043	G
P38-8MGT-50	38	3.810	3.756	4.134	AF-1	2.97	—	2.10	1.00	0	2.38	1.38	1.19	1610	0.500	1.688	3.1	0.054	G
P40-8MGT-50	40	4.010	3.956	4.331	AF-1	2.97	—	2.10	1.25	0	2.38	1.13	1.19	2012	0.500	2.125	3.5	0.068	D
P44-8MGT-50	44	4.411	4.357	4.764	AF-1	3.50	—	2.10	1.25	0	2.38	1.13	1.19	2012	0.500	2.125	4.3	0.099	G
P48-8MGT-50	48	4.812	4.758	5.157	AF-1	3.80	—	2.10	1.25	0	2.38	1.13	1.19	2012	0.500	2.125	5.5	0.149	G
P56-8MGT-50	56	5.614	5.560	5.945	AF-1	4.60	—	2.10	1.75	0	2.38	0.63	1.19	2517	0.500	2.688	8.1	0.295	G
P64-8MGT-50	64	6.416	6.362	6.772	AF-1	5.40	—	2.10	1.75	0	2.38	0.63	1.19	2517	0.500	2.688	11.7	0.527	G
P72-8MGT-50	72	7.218	7.164	7.598	AF-1	6.20	—	2.10	1.75	0	2.38	0.63	1.19	2517	0.500	2.688	15.7	0.862	G
P80-8MGT-50	80	8.020	7.966	8.386	AF-1	6.90	—	2.10	1.75	0	2.38	0.63	1.19	2517	0.500	2.688	20.3	1.343	G
P90-8MGT-50	90	9.023	8.969	—	A-1	7.90	—	—	2.00	0	2.38	0.38	1.19	3020	0.875	3.250	26.9	2.277	G
P112-8MGT-50	112	11.229	11.175	—	A-2	10.00	—	—	2.00	0	2.38	0.38	1.19	3020	0.875	3.250	29.8	3.746	G
P144-8MGT-50	144	14.437	14.383	—	A-3	13.49	—	—	2.00	0	2.39	0.39	1.19	3020	0.875	3.250	49.0	8.988	D
P192-8MGT-50	192	19.249	19.195	—	A-3	18.00	—	—	2.00	0	2.38	0.38	1.19	3020	0.875	3.250	108.0	32.21	G

Material Spec: S - Steel SS - Sintered Steel G - Grey Iron D - Ductile Iron

Design Type Suffix: 1 - Solid 2 - Web 3 - Arms

NOTES: • Weights for Minimum Plain Bore (MPB) Sprockets are with minimum bore • Weights and WR<sup>2</sup> for Bushed Sprockets do not include bushings. • WR<sup>2</sup> values have lb-ft<sup>2</sup> units.

## 4.5 Conclusão da Escolha entre a Corrente e a Correia

Pela comparação anterior, a corrente é mais fiável do que a correia. O peso da correia é inferior ao da corrente, no entanto, as polias da correia são muito maiores do que as da corrente e têm maior peso. Para além do peso, outro requisito que em competição é elementar é o volume ocupado por cada componente, em que a corrente ocupa menos espaço do que a correia, sendo até mais fácil ajustar o entre-eixo da corrente do que a correia.

Por outro lado o motor de mota já vem preparado para a polia de corrente escolhida, tendo de se utilizar um adaptador para a polia da correia o que iria aumentar ainda mais o peso dos componentes. Se for necessário ajustar a relação de transmissão, a corrente apenas é necessário o ajuste do entre-eixo pequeno (aumento de 1 dente na polia movida, basta ajustar a o motor uns milímetros), enquanto que na correia, pode ser necessário regular uma dimensão maior ou a troca de corrente. O preço do sistema de transmissão por correia e por corrente são parecidos muito aproximados, sendo que o primeiro sistema é mais barato (corrente).

Em competição de *Moto GP* e todos os troféus de marcas da categoria de 600cc, todos os veículos que participam nestas competições utilizam transmissão por corrente. A maioria dos *Kart Cross* e as *Moto 4* também utilizam corrente como transmissão entre a polia motora e a polia movida.

Sabe-se também que a maioria dos veículos que entram em competição na *Formula Student* utilizam transmissão por corrente. Então a escolha mais acertada é a transmissão por corrente.



## 5 Ajuste na Relação de Transmissão.

### 5.1 Introdução

Depois de escolhida a corrente em detrimento da correia, foi necessário reajustar a polia motora uma vez que a polia motora apresenta um número de dentes muito elevado o que nos vai atrasar bastante na prova de aceleração. Este ajuste vai permitir que o veículo tenha um desempenho no arranque muito superior à condição anterior. O circuito onde o veículo vai competir foi também decisivo para esta decisão. Na teoria não se deve utilizar polias motoras com um número de dentes tão reduzido, mas é usual utilizar este número de dentes em veículos tipo *Kart Cross*. Este ajuste na relação de transmissão foi necessário uma vez que em pista o veículo nunca iria atingir a velocidade máxima da relação de transmissão anterior. Então para retirar um melhor rendimento do sistema de transmissão, de pista para pista esta relação de transmissão tem de ser ajustada. A velocidade máxima que o veículo atinge em competição é de aproximadamente 170km/h, então essa foi o ponto para se dimensionar a nova relação de transmissão.

Foi reduzido o número de dentes da polia motora em dois dentes (de 15 dentes passou para 13 dentes) como referido anteriormente e aumentando o número de dentes da polia movida (passando de 45 para o número de dentes a determinar).

Sabíamos também que a relação de transmissão é ideal para um valor entre um e seis ( $i \in [1;6]$ ) [3]. Utilizando a velocidade máxima atingida em pista (170Km/h) e o número de dentes da polia motora, foi fácil obter uma relação de transmissão em que se consiga atingir essa velocidade, recorrendo à folha de cálculo do Microsoft Office Excel, já apresentada anteriormente. Escolhidos os novos componentes e calculada a velocidade máxima atingida, sabemos que a nova relação de transmissão é de  $i=3,7$ . Assim temos uma relação de transmissão mais elevada que a anterior ( $i=3$ ), obtendo assim um maior binário no eixo traseiro, esgotando a caixa de velocidades ainda mais depressa.

$$\text{Então se } Z_{p_{rf}} = 13 \quad \text{e} \quad \frac{Z_{r_{rf}}}{Z_{p_{rf}}} = 3,7 \quad \Rightarrow \quad Z_{p_{rf}} = 48,1 \quad \text{então o número de dentes da}$$

polia movida é de  $Z_{p_{rf}} = 48$  e a relação de transmissão de  $i = 3,6923$ .

É necessário refazer os cálculos para se dimensionar todos os outros componentes correctamente.



## 5.2 Considerando Perdas nas Engrenagens da Caixa de Velocidades e Perdas na Transmissão por Corrente de Rolos.

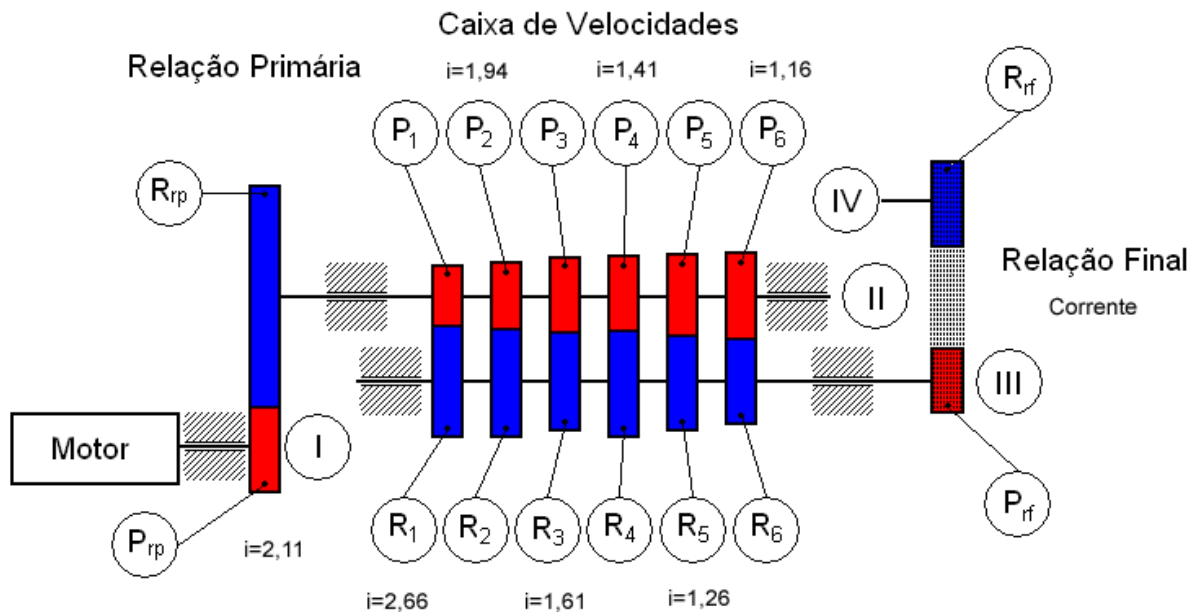


Figura 5.1 – Esquema da caixa de velocidades

Sabendo que:

$$\eta_{motor} = 100\%; \eta_{engrenagem} = 98\%; \eta_{corrente} = \eta_{correia} = 98\%$$

$$Z_{p_{rp}} = 36; Z_{r_{rp}} = 76$$

$$Z_{p_1} = 12; Z_{p_2} = 16; Z_{p_3} = 18; Z_{p_4} = 22; Z_{p_5} = 23; Z_{p_6} = 24$$

$$Z_{r_1} = 32; Z_{r_2} = 31; Z_{r_3} = 29; Z_{r_4} = 31; Z_{r_5} = 29; Z_{r_6} = 28$$

$$Z_{p_{rf}} = 13; Z_{r_{rf}} = ?$$

## 5.2.1 Cálculo da Potência Útil nos Ramos I, II, III e IV

### 5.2.1.1 Ramo I

$$P_{u_I} = P_{motor} \cdot \eta_{motor} = 86000 \cdot 1 = 86000 [W]$$

### 5.2.1.2 Ramo II

$$P_{u_{II}} = P_{u_I} \cdot \eta_{engrenagem} \cdot \eta_{motor} = 86000 \cdot 0,98 \cdot 1 = 84280 [W]$$

### 5.2.1.3 Ramo III

$$P_{u_{III}} = P_{u_{II}} \cdot \eta_{engrenagem} \cdot \eta_{motor} = 84280 \cdot 0,98 \cdot 1 = 82594,4 [W]$$

### 5.2.1.4 Ramo IV

$$P_{u_{IV}} = P_{u_{III}} \cdot \eta_{corrente} \cdot \eta_{motor} = 82594,4 \cdot 0,98 \cdot 1 = 80942,5 [W]$$

## 5.2.2 Cálculo da Potência Dissipada / Transição

### 5.2.2.1 1ª Transição (Ramo I / Ramo II)

$$P_{d_{1^\circ}} = P_{u_I} - P_{u_{II}} = 86000 - 84280 = 1720 [W]$$

#### 5.2.2.2 2ª Transição (Ramo II / Ramo III)

$$P_{d_{2^o}} = P_{u_{II}} - P_{u_{III}} = 84280 - 82594,4 = 1685,6 [W]$$

#### 5.2.2.3 3ª Transição (Ramo III / Ramo IV)

$$P_{d_{3^o}} = P_{u_{III}} - P_{u_{IV}} = 82594,4 - 80942,51 = 1651,89 [W]$$

### 5.2.3 Rotação dos Ramos I, II, III, IV

#### 5.2.3.1 Rotação do Ramo I

A rotação do ramo I é a mesma do motor, pois estão ligadas por acoplamento.

$$n_{motor} = n_I = 13000 [r.p.m.]$$

#### 5.2.3.2 Rotação do Ramo II

$$n_{II} = \frac{n_I \cdot Z_{p_{rp}}}{Z_{r_{rp}}} = \frac{13000 \cdot 36}{76} = 6157,9 [r.p.m.]$$

#### 5.2.3.3 Rotação do Ramo III

A rotação do ramo III depende da velocidade em que está engrenada então vamos calcular para todas as relações da caixa de velocidades:

5.2.3.3.1 Para a 1ª Velocidade

$$n_{III_1} = \frac{n_{II} \cdot Z_{p_1}}{Z_{r_1}} = \frac{6157,9 \cdot 12}{32} = 2309,21[r.p.m.]$$

5.2.3.3.2 Para a 2ª Velocidade

$$n_{III_2} = \frac{n_{II} \cdot Z_{p_2}}{Z_{r_2}} = \frac{6157,9 \cdot 16}{31} = 3178,27[r.p.m.]$$

5.2.3.3.3 Para a 3ª Velocidade

$$n_{III_3} = \frac{n_{II} \cdot Z_{p_3}}{Z_{r_3}} = \frac{6157,9 \cdot 18}{29} = 3822,14[r.p.m.]$$

5.2.3.3.4 Para a 4ª Velocidade

$$n_{III_4} = \frac{n_{II} \cdot Z_{p_4}}{Z_{r_4}} = \frac{6157,9 \cdot 22}{31} = 4370,12[r.p.m.]$$

5.2.3.3.5 Para a 5ª Velocidade

$$n_{III_5} = \frac{n_{II} \cdot Z_{p_5}}{Z_{r_5}} = \frac{6157,9 \cdot 23}{29} = 4883,85[r.p.m.]$$

5.2.3.3.6 Para a 6ª Velocidade

$$n_{III_6} = \frac{n_{II} \cdot Z_{p_6}}{Z_{r_6}} = \frac{6157,9 \cdot 24}{28} = 5278,2[r.p.m.]$$

### 5.2.3.4 Rotação do Ramo IV

A velocidade de rotação do ramo IV depende da velocidade em que está engrenada então vamos calcular para todas as relações da caixa de velocidades:

#### 5.2.3.4.1 Para a 1ª Velocidade

$$n_{IV_{1a}} = \frac{n_{III} \cdot Z_{p_{rf}}}{Z_{r_{rf}}} = \frac{2309,21 \cdot 13}{48} = 625,41[r.p.m.]$$

#### 5.2.3.4.2 Para a 2ª Velocidade

$$n_{IV_{2a}} = \frac{n_{III} \cdot Z_{p_{rf}}}{Z_{r_{rf}}} = \frac{3178,27 \cdot 13}{48} = 860,78[r.p.m.]$$

#### 5.2.3.4.3 Para a 3ª Velocidade

$$n_{IV_{3a}} = \frac{n_{III} \cdot Z_{p_{rf}}}{Z_{r_{rf}}} = \frac{3822,14 \cdot 13}{48} = 1035,16[r.p.m.]$$

#### 5.2.3.4.4 Para a 4ª Velocidade

$$n_{IV_{4a}} = \frac{n_{III} \cdot Z_{p_{rf}}}{Z_{r_{rf}}} = \frac{4370,12 \cdot 13}{48} = 1183,57[r.p.m.]$$

#### 5.2.3.4.5 Para a 5ª Velocidade

$$n_{IV_{5a}} = \frac{n_{III} \cdot Z_{p_{rf}}}{Z_{r_{rf}}} = \frac{4883,85 \cdot 13}{48} = 1322,71[r.p.m.]$$

#### 5.2.3.4.6 Para a 6ª Velocidade

$$n_{IV_{6^a}} = \frac{n_{III} \cdot Z_{p_{rf}}}{Z_{r_{rf}}} = \frac{5278,2 \cdot 13}{48} = 1429,51[r.p.m.]$$

### 5.2.4 Momento Torsor dos Ramos I, II, III, IV

#### 5.2.4.1 Momento Torsor do Ramo I

$$M_{T_I} = \frac{P_{u_I}}{\omega_I} = \frac{P_{u_I}}{\frac{n_I \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{86000}{\frac{13000 \cdot \pi}{30}} = 63,1723[N.m]$$

#### 5.2.4.2 Momento Torsor do Ramo II

$$M_{T_{II}} = \frac{P_{u_{II}}}{\omega_{II}} = \frac{P_{u_{II}}}{\frac{n_{II} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{84280}{\frac{6157,9 \cdot \pi}{30}} = 130,70[N.m]$$

#### 5.2.4.3 Momento Torsor do Ramo III

O momento torsor do ramo III depende da velocidade em que está engrenada então vamos calcular para todas as relações da caixa de velocidades:

##### 5.2.4.3.1 Para a 1ª Velocidade

$$M_{T_{III_1}} = \frac{P_{u_{III}}}{\omega_{III_1}} = \frac{P_{u_{III}}}{\frac{n_{III_1} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{82584,4}{\frac{2309,21 \cdot \pi}{30}} = 341,55[N.m]$$

#### 5.2.4.3.2 Para a 2ª Velocidade

$$M_{T_{III_2}} = \frac{P_{u_{III}}}{\omega_{III_2}} = \frac{P_{u_{III}}}{\frac{n_{III_2} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{82584,4}{\frac{3178,27 \cdot \pi}{30}} = 248,16 [N.m]$$

#### 5.2.4.3.3 Para a 3ª Velocidade

$$M_{T_{III_3}} = \frac{P_{u_{III}}}{\omega_{III_3}} = \frac{P_{u_{III}}}{\frac{n_{III_3} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{82584,4}{\frac{3822,14 \cdot \pi}{30}} = 206,36 [N.m]$$

#### 5.2.4.3.4 Para a 4ª Velocidade

$$M_{T_{III_4}} = \frac{P_{u_{III}}}{\omega_{III_4}} = \frac{P_{u_{III}}}{\frac{n_{III_4} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{82584,4}{\frac{4370,12 \cdot \pi}{30}} = 180,48 [N.m]$$

#### 5.2.4.3.5 Para a 5ª Velocidade

$$M_{T_{III_5}} = \frac{P_{u_{III}}}{\omega_{III_5}} = \frac{P_{u_{III}}}{\frac{n_{III_5} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{82584,4}{\frac{4883,85 \cdot \pi}{30}} = 161,50 [N.m]$$

#### 5.2.4.3.6 Para a 6ª Velocidade

$$M_{T_{III_6}} = \frac{P_{u_{III}}}{\omega_{III_6}} = \frac{P_{u_{III}}}{\frac{n_{III_6} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{82584,4}{\frac{5278,2 \cdot \pi}{30}} = 149,43 [N.m]$$

#### 5.2.4.4 Momento Torsor do Ramo IV

O momento torsor do ramo IV depende da velocidade em que está engrenada então vamos calcular para todas as relações da caixa de velocidades:

##### 5.2.4.4.1 Para a 1ª Velocidade

$$M_{T_{IV1a}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\omega_{IV1a}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\frac{n_{IV1a} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{80942,51}{\frac{625,41 \cdot \pi}{30}} = 1235,90 [N.m]$$

##### 5.2.4.4.2 Para a 2ª Velocidade

$$M_{T_{IV2a}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\omega_{IV2a}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\frac{n_{IV2a} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{80942,51}{\frac{860,78 \cdot \pi}{30}} = 897,96 [N.m]$$

##### 5.2.4.4.3 Para a 3ª Velocidade

$$M_{T_{IV3a}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\omega_{IV3a}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\frac{n_{IV3a} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{80942,51}{\frac{1035,16 \cdot \pi}{30}} = 746,69 [N.m]$$

##### 5.2.4.4.4 Para a 4ª Velocidade

$$M_{T_{IV4a}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\omega_{IV4a}} = \frac{P_{u_{IV}}}{\frac{n_{IV4a} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{80942,51}{\frac{1183,57 \cdot \pi}{30}} = 653,06 [N.m]$$



#### 5.2.4.4.5 Para a 5ª Velocidade

$$M_{T_{W5^a}} = \frac{P_{u_{W}}}{\omega_{W5^a}} = \frac{P_{u_{W}}}{\frac{n_{W5^a} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{80942,51}{\frac{1322,71 \cdot \pi}{30}} = 584,36 [N.m]$$

#### 5.2.4.4.6 Para a 6ª Velocidade

$$M_{T_{W6^a}} = \frac{P_{u_{W}}}{\omega_{W6^a}} = \frac{P_{u_{W}}}{\frac{n_{W6^a} \cdot 2 \cdot \pi}{60}} = \frac{80942,51}{\frac{1429,51 \cdot \pi}{30}} = 540,71 [N.m]$$

### 5.2.5 Potência Útil do Sistema

A potência útil do sistema é aquela que produz trabalho, ou seja, a potência do ramo de saída.

$$P_{u_{sistema}} = P_{u_{W}} = P_{saída} = 80942,51 [W]$$

### 5.2.6 Potência Dissipada do Sistema

É a potência que foi perdida na transmissão.

$$P_{d_{sistema}} = P_{motor} - P_{saída} = 86000 - 80942,51 = 5057,49 [W]$$

### 5.2.7 Rendimento da Transmissão

É a eficiência da transmissão.

$$\eta = \frac{P_{saída}}{P_{entrada}} = \frac{80942,51}{86000} \cdot 100 = 94,12\%$$

## 5.2.8 Velocidade Angular

### 5.2.8.1 Velocidade Angular do Ramo I

$$\omega_I = \frac{n_I \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{13000 \cdot \pi}{30} = 1362,36 [\text{rad} / \text{s}]$$

### 5.2.8.2 Velocidade Angular do Ramo II

$$\omega_{II} = \frac{n_{II} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{6157,9 \cdot \pi}{30} = 644,85 [\text{rad} / \text{s}]$$

### 5.2.8.3 Velocidade Angular do Ramo III

A velocidade angular do ramo III depende da velocidade em que está engrenada então vamos calcular para todas as relações da caixa de velocidades:

#### 5.2.8.3.1 Para a 1ª Velocidade

$$\omega_{III_1} = \frac{n_{III_1} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{2309,21 \cdot \pi}{30} = 241,82 [\text{rad} / \text{s}]$$

#### 5.2.8.3.2 Para a 2ª Velocidade

$$\omega_{III_2} = \frac{n_{III_2} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{3178,27 \cdot \pi}{30} = 332,83 [\text{rad} / \text{s}]$$

#### 5.2.8.3.3 Para a 3ª Velocidade

$$\omega_{III_3} = \frac{n_{III_3} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{3822,14 \cdot \pi}{30} = 400,25 [\text{rad} / \text{s}]$$

#### 5.2.8.3.4 Para a 4ª Velocidade

$$\omega_{III_{4^a}} = \frac{n_{III_{4^a}} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{4370,12 \cdot \pi}{30} = 457,64 [rad / s]$$

#### 5.2.8.3.5 Para a 5ª Velocidade

$$\omega_{III_{5^a}} = \frac{n_{III_{5^a}} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{4883,85 \cdot \pi}{30} = 511,44 [rad / s]$$

#### 5.2.8.3.6 Para a 6ª Velocidade

$$\omega_{III_{6^a}} = \frac{n_{III_{6^a}} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{5278,2 \cdot \pi}{30} = 552,73 [rad / s]$$

### 5.2.8.4 Velocidade Angular do Ramo IV

A velocidade angular do ramo IV depende da velocidade em que está engrenada então vamos calcular para todas as relações da caixa de velocidades:

#### 5.2.8.4.1 Para a 1ª Velocidade

$$\omega_{IV_{1^a}} = \frac{n_{IV_{1^a}} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{625,41 \cdot \pi}{30} = 65,49 [rad / s]$$

#### 5.2.8.4.2 Para a 2ª Velocidade

$$\omega_{IV_{2^a}} = \frac{n_{IV_{2^a}} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{860,78 \cdot \pi}{30} = 90,14 [rad / s]$$

5.2.8.4.3 Para a 3ª Velocidade

$$\omega_{IV_{3^a}} = \frac{n_{IV_{3^a}} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{1035,16 \cdot \pi}{30} = 108,40 [rad / s]$$

5.2.8.4.4 Para a 4ª Velocidade

$$\omega_{IV_{4^a}} = \frac{n_{IV_{4^a}} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{1183,57 \cdot \pi}{30} = 123,94 [rad / s]$$

5.2.8.4.5 Para a 5ª Velocidade

$$\omega_{IV_{5^a}} = \frac{n_{IV_{5^a}} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{1322,71 \cdot \pi}{30} = 138,51 [rad / s]$$

5.2.8.4.6 Para a 6ª Velocidade

$$\omega_{IV_{6^a}} = \frac{n_{IV_{6^a}} \cdot 2 \cdot \pi}{60} = \frac{1429,51 \cdot \pi}{30} = 149,70 [rad / s]$$

## 5.2.9 Resumo

**Tabela 5.1 – Quadro resumo dos cálculos da velocidade de rotação, velocidade angular e momento torsor da polia motora (ramo III) e da polia movida (ramo IV) da relação de transmissão final.**

Velocidade	$n_{III_i}$ [r.p.m.]	$\omega_{III_i}$ [rad · s <sup>-1</sup> ]	$M_{T_{III_i}}$ [N · m]	$n_{IV_i}$ [r.p.m.]	$\omega_{IV_i}$ [rad · s <sup>-1</sup> ]	$M_{T_{IV_i}}$ [N · m]
1	2309,21	241,82	341,55	625,41	65,49	1235,90
2	3178,27	332,83	248,16	860,78	90,14	897,96
3	3822,14	400,25	206,36	1035,16	108,40	746,69
4	4370,12	457,64	180,78	1183,57	123,94	653,06
5	4883,85	511,44	161,50	1322,71	138,51	584,36
6	5278,2	552,73	149,43	1429,51	149,70	540,71

## 5.2.10 Nomenclatura

$P_{motor}$  - Potência do motor [W]

$P_{saída}$  - Potência de saída [W]

$P_{u_{sistema}}$  - Potência útil do sistema [W]

$P_{u_I}$  - Potência útil do ramo I [W]

$P_{u_{II}}$  - Potência útil do ramo II [W]

$P_{u_{III}}$  - Potência útil do ramo III [W]

$P_{u_{IV}}$  - Potência útil do ramo IV [W]

$P_{d_{1^a}}$  - Potência dissipada na primeira transição [W]

$P_{d_{2^a}}$  - Potência dissipada na segunda transição [W]

$P_{d_{3^a}}$  - Potência dissipada na terceira transição [W]

$n_{motor}$  - Rotação do motor [r.p.m.]

$n_I$  - Rotação do ramo I [r.p.m.]

$n_{II}$  - Rotação do ramo II [r.p.m.]

$n_{III_i}$  - Rotação do ramo III para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$  [r.p.m.]

$n_{IV_i}$  - Rotação do ramo IV para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$  [r.p.m.]

$M_{T_I}$  - Momento tursor do ramo I  $[N \cdot m]$

$M_{T_{II}}$  - Momento tursor do ramo II  $[N \cdot m]$

$M_{T_{III_i}}$  - Momento tursor do ramo III para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$   $[N \cdot m]$

$M_{T_{IV_i}}$  - Momento tursor do ramo IV para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$   $[N \cdot m]$

$\omega_I$  - Velocidade angular do ramo I  $[rad / s]$

$\omega_{II}$  - Velocidade angular do ramo II  $[rad / s]$

$\omega_{III_i}$  - Velocidade angular do ramo III para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$   $[rad / s]$

$\omega_{IV_i}$  - Velocidade angular do ramo IV para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$   $[rad / s]$

$\eta_{motor}$  - Rendimento do motor  $[\%]$

$\eta_{engrenagem}$  - Rendimento da engrenagem  $[\%]$

$\eta_{corrente}$  - Rendimento da corrente  $[\%]$

$Z_{p_{rp}}$  - Número de dentes da polia motora da relação primária

$Z_{r_{rp}}$  - Número de dentes da polia movida da relação primária

$Z_{r_i}$  - Número de dentes da polia movida para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$

$Z_{p_i}$  - Número de dentes da polia motora para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$

$Z_{p_{rf}}$  - Número de dentes da polia motora da relação final

$Z_{r_{rf}}$  - Número de dentes da polia movida da relação final

$\eta$  - Rendimento da transmissão.

$\omega_I$  - Velocidade angular do ramo I  $[rad \cdot s^{-1}]$

$\omega_{II}$  - Velocidade angular do ramo II  $[rad \cdot s^{-1}]$

$\omega_{III_i}$  - Velocidade angular do ramo III para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$   $[rad \cdot s^{-1}]$

$\omega_{IV_i}$  - Velocidade angular do ramo IV para a velocidade  $i$ , com  $i = \{1, 2, 3, 4, 5, 6\}$   $[rad \cdot s^{-1}]$

## 5.3 Cálculos de velocidades e de esforços da corrente

### 5.3.1 Velocidade do veículo

A relação de transmissão dimensionada foi de  $i=3,69$  e como podemos verificar nos cálculos seguintes, a velocidade de 170km/h com essa relação é excedida em cerca de 8km/h. Bastou para tal alterar os parâmetros da folha de cálculo efectuada no programa *Microsoft Excel*, com a nova relação de transmissão. Recordo que nessa folha de calculo é necessário ter todas as relações da caixa de velocidades e número de dentes das polia movida e motora. Também foi necessário ter em conta o regime mínimo do motor o regime máximo do motor, a rotação a que se devia trocar de velocidade quer para cima quer para baixo e a rotação correspondente à potência máxima.

É também apresentado um gráfico onde temos a velocidade mínima à rotação mínima e a velocidade máxima à rotação máxima do motor, retirada dos valores da tabela 5.1.

Os valores escolhidos para as relações foram os da caixa de velocidades referidas anteriormente no ponto 1 deste capítulo o número de dentes da polia motora foi de 13 dentes justificado anteriormente e da polia movida escolhida tinha 48 dentes, também justificado anteriormente. O diâmetro do pneu foi de 20,5". O mínimo do motor foi considerado 1000 r.p.m. e o máximo do motor foi escolhido 16.500 r.p.m.. Quanto à troca de velocidade descendente, ou seja, de 6ª velocidade para 5ª ou de 5ª para 4ª, etc. foi considerado um valor de 9000 r.p.m.. Quanto à troca de velocidade ascendente foi considerado o valor de 14500 r.p.m.. A potência máxima é sabido que ocorre às 13000 r.p.m.

Para o cálculo da velocidade linear mínima foi utilizada a seguinte equação:

$$V = \frac{\text{Mínimo do motor (r.p.m.)}}{\text{Relação total correspondente à relação}} \cdot \frac{\text{Diâmetro do pneu em polegada}}{2} \cdot 25,4 \cdot \frac{2 \cdot \pi}{60} \cdot 3600 \cdot \frac{0,001}{1000} \\ \text{Em [km/h]}$$

Ou seja,  $V = \omega \cdot R$  em que a velocidade angular é dividida pela relação total correspondente (produto de todas as relações até à relação final). O diâmetro está em polegadas e dividido por dois uma vez que queremos o raio, e como está em polegada temos

de multiplicado por 25,4, visto que 1 polegada corresponde a 25,4 mm. O restante corresponde a conversões para a velocidade ficar em quilómetro por hora.

As outras equações são semelhantes, apenas varia a velocidade de rotação do motor. Temos de ter em conta que são velocidades teóricas, sem se contar com a resistência aerodinâmica e o atrito.

### Alcance da velocidade (Mín. para Máx. RPM) - km/h

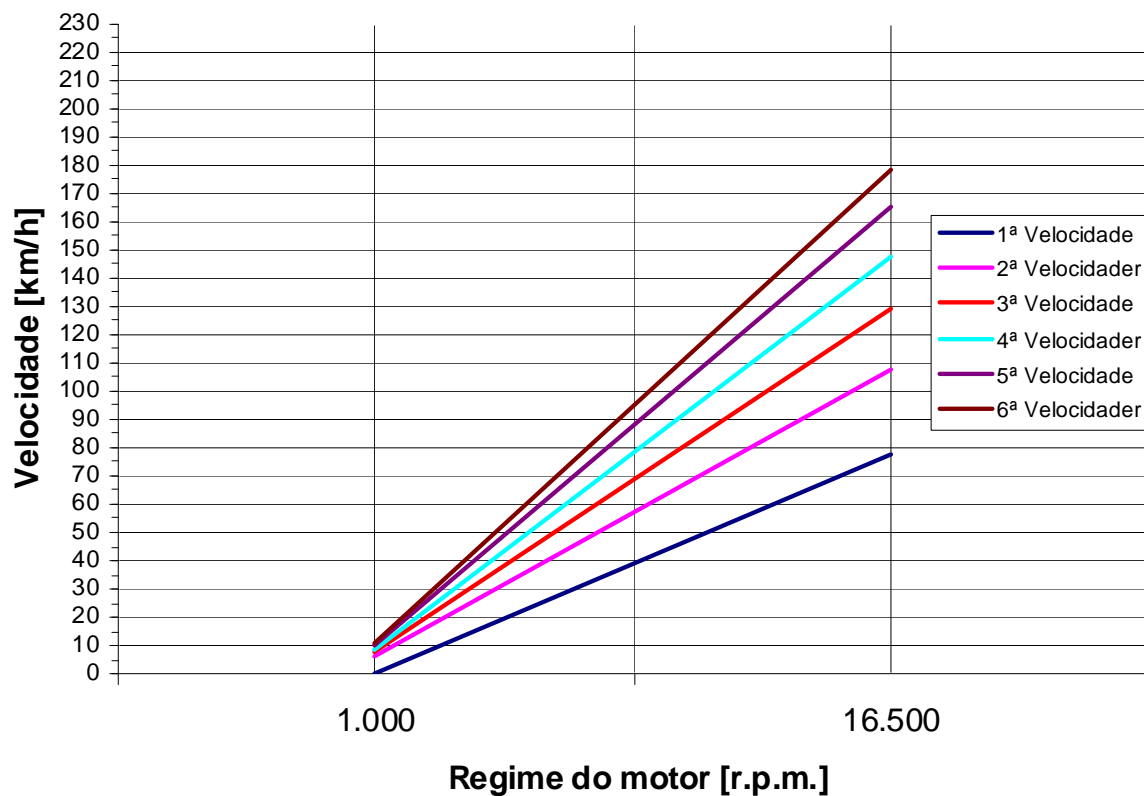


Figura 5.2 – Gráfico do alcance de velocidade linear dependendo do regime do motor e da relação da caixa de velocidades.



**Tabela 5.2 – Cálculo das velocidades**

Valores	Relação Total	Vel. Mínima (km/h)	Vel. Máxima (km/h)	Vel. à potência máxima (km/h)	Vel. para a troca de relação inferior (km/h)	Vel. para a troca de relação superior (km/h)	Alcance de vel. (km/h)	Quebra de rotações na troca de vel. (r.p.m.)	% Quebra na troca de vel. (%r.p.m.)
Relação primária	2,111								
Relação da 1ª velocidade	2,667	0	78	61	-	68	68	0	0,0
Relação da 2ª velocidade	1,938	6	107	84	58	94	36	3965	27,3
Relação da 3ª velocidade	1,611	8	129	102	70	113	43	2443	16,8
Relação da 4ª velocidade	1,409	9	147	116	80	130	49	1818	12,5
Relação da 5ª velocidade	1,261	10	165	130	90	145	55	1525	10,5
Relação da 6ª velocidade	1,167	11	178	140	97	-	43	1083	7,5
Dentes da polia motora	13								
Dentes da polia movida	48								
Diâmetro do pneu	20,5"								
Mínimo do motor RPM	1.000								
Máximo do motor RPM	16.500								
Troca de velocidade inferior (RPM)	9.000								
Troca de velocidade superior (RPM)	14.500								
Potência máxima (RPM)	13.000								

### 5.3.2 Dimensionamento da Polia Motora e da Polia Movida

Com o número de dentes conseguimos saber o ângulo entre os dentes da polia, basta dividir  $360^\circ$  pelo número de dentes da polia movida/motora.

$$\text{Diâmetro do passo} = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^\circ}{N}\right)}; \quad \text{Diâmetro do exterior} = P \cdot \left(0,6 + \cot\left(\frac{180^\circ}{N}\right)\right)$$

$$\text{Espessura da Roda} = 0,93 \cdot \text{Espessura do Rolo} - 0,006''$$

#### 5.3.2.1 Polia Motora de 13 dentes

Ângulo entre os dentes:  $\gamma = \frac{360^\circ}{13} = 27,69^\circ$

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)} = \frac{15,875}{\sin\left(\frac{27,69^\circ}{2}\right)} = 66,335mm$$

#### 5.3.2.2 Polia Movida de 48 dentes

Ângulo entre os dentes:  $\gamma = \frac{360^\circ}{48} = 7,5^\circ$

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{\gamma}{2}\right)} = \frac{15,875}{\sin\left(\frac{7,5^\circ}{2}\right)} = 242,725mm$$

### 5.3.3 Velocidade Média da Corrente ( $V_m$ )

$$V_m = \frac{p \cdot Z \cdot n}{60000} = \frac{15,875 \cdot 13 \cdot 5278,2}{60000} = 18,155 [m/s]$$

Em que:

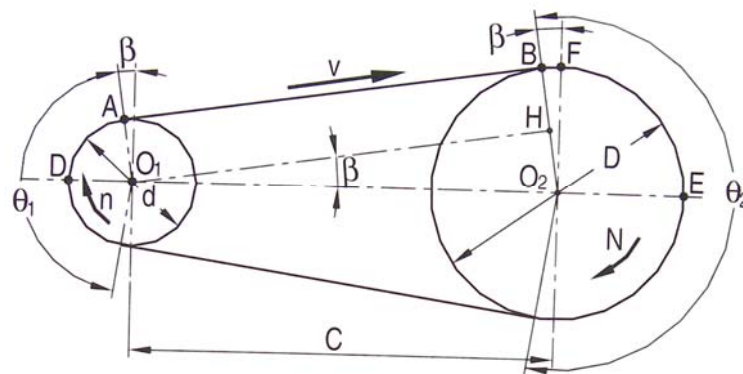
$$p = 15,875 [mm]$$

$$Z = 13 [\text{dentes}]$$

$$n = 5278,2 [r.p.m.]$$

### 5.3.4 Comprimento da Corrente ( $L_p$ )

Vamos agora calcular o comprimento da corrente com base na figura 5.2.



**Figura 5.3 – Geometrias da transmissão por corrente.**

Pela equação deduzida no capítulo 3.

$$L_p = \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} + \frac{2C}{p} + \frac{(Z_1 + Z_2)^2 \cdot p}{4 \cdot \pi^2 \cdot C}$$

Com:

$$C = 257,3[mm]$$

$$p = 15,875[mm]$$

$$Z_1 = 13[dentes]$$

$$Z_2 = 48[dentes]$$

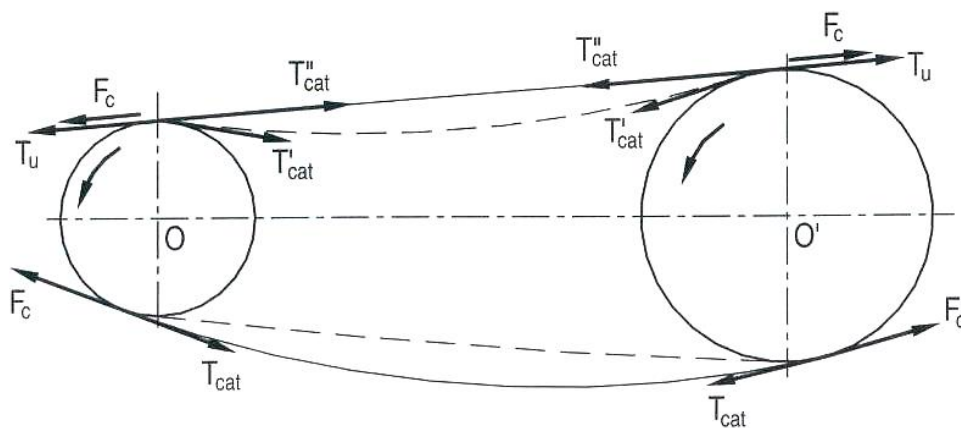
Então:

$$L_p = \frac{(13+48)}{2} + \frac{2 \cdot 257,3}{15,875} + \frac{(13+48)^2 \cdot 15,875}{4 \cdot \pi^2 \cdot 257,3} = 68,86 \text{ elos}$$

Como temos de utilizar um número de elos inteiro, próximo e de preferência par então vamos utilizar 70 elos e vamos ter de redefinir a distância entre eixos.

$$70 = \frac{(13+48)}{2} + \frac{2 \cdot C}{15,875} + \frac{(13+48)^2 \cdot 15,875}{4 \cdot \pi^2 \cdot C} \Leftrightarrow C = 269,45[mm]$$

### 5.3.5 Análise de Solicitações na Corrente



**Figura 5.4 – Esforços nos ramos da corrente**

Vamos ter de calcular novamente a força útil, a força centrífuga, a força de catenária e os esforços nos veios.

### 5.3.5.1 Força Útil ( $T_u$ )

$$T_u = \frac{P}{V_m}$$

Em que:

$$P = 82594,4[W]$$

$$V_m = 18,155[m/s]$$

Então:

$$T_u = \frac{82594,4}{18,155} = 4549,4[N]$$

### 5.3.5.2 Força Centrífuga ( $F_c$ )

$$F_c = \frac{q \cdot V_m^2}{g}$$

Sabemos que 100 elos pesam 1,97 kg. Sabemos também que o passo da corrente é de 15,875mm então 100 elos tem  $100 \cdot 15,875 = 1587,5[mm] = 1,5875m$

Logo:

$$1,5875[m] \text{ ————— } 1,97[kg]$$

$$1[m] \text{ ————— } x$$

$$x = 1,2409[kg]$$

$$q = 1,2409[kg/m]$$

Então:

$$F_c = \frac{1,2409 \cdot 18,155^2}{g} = \frac{1,2409 \cdot 18,155^2}{9,81} = 41,69[N]$$

#### 5.3.5.3 Força de Catenária ( $T_{cat}$ )

$$f = \sqrt{0,5 \cdot C \cdot (L_r - L)} = \sqrt{0,5 \cdot 600 \cdot (116 \cdot 15,875 - 115,5 \cdot 15,875)} = 53,21[mm]$$

$$T_{cat} = \frac{q \cdot C^2}{8000 \cdot f} + \frac{q \cdot f}{2000} = \frac{1,2031 \cdot 600^2}{8000 \cdot 53,21} + \frac{1,2031 \cdot 53,21}{2000} = 1,05[N]$$

#### 5.3.5.4 Esforços nos Veios ( $M_t$ )

$$M_t = \frac{P}{V_m} \cdot \frac{d}{2}$$

Em que:

$$P = 82594,4[W]$$

$$V_m = 18,155[m/s]$$

$$d = 26[mm] \text{ (diâmetro do veio do pinhão)}$$

$$M_t = \frac{82594,4}{18,155} \cdot \frac{26 \cdot 10^{-3}}{2} = 59,142[N \cdot m]$$



## 6 Escolha do diferencial

### 6.1 Introdução

Para se efectuar a escolha do diferencial, vamos ter como objectivo escolher o melhor diferencial para se adaptar ao projecto. O diferencial aberto está fora de hipótese, uma vez que vamos estar a perder segundos preciosos sempre que o veículo perder tracção numa das rodas. O diferencial bloqueante normalmente não é utilizado nestes tipos de veículos, apenas em veículos todo o terreno. O diferencial viscoso apresenta dimensões superiores a alguns diferenciais, então devido ao espaço necessário para a sua aplicação não vai ser hipótese. Quanto ao *Layout Ferguson*, por razões óbvias não vão ser hipótese uma vez que só se aplica para veículos de quatro rodas motrizes (4WD).

Então a escolha fica limitada entre o diferencial *Torsen*, diferencial *Quaife* e o diferencial *LSD*, limitadores de escorregamento. O diferencial *Quaife* e o *LSD* são parecidos e muito bons, no entanto o diferencial *LSD* é mais caro do que o *Quaife*. O diferencial *Quaife* é mais fiável do que o diferencial *Torsen*. Vamos então utilizar uma ferramenta de projecto que se chama Matriz de Decisão (*Decision Matrix*) que vai ser apresentada de seguida.

### 6.2 Matriz de decisão

A matriz de decisão é uma ferramenta da qualidade, como o próprio nome indica, uma matriz, ou tabela, onde é armazenada informação relevante para a avaliação das alternativas. É utilizada frequentemente em projectos de engenharia onde temos de fazer escolhas/decisões do projecto. Também pode ser chamada de matriz de avaliação, apresentando as alternativas com relação aos  $n$  critérios de avaliação, auxiliando à tomada de decisão. Vou aplicar a Matriz de Decisão para obter a melhor solução do diferencial que vamos utilizar no veículo *Formula Student*.

Na tabela 6.1 é apresentado os elementos que correspondem aos critérios de decisão e nas linhas é reunida informação acerca dos critérios de decisão (designação, tipo e valor do desempenho de cada alternativa nesse critério). Nas colunas registam-se o desempenho das



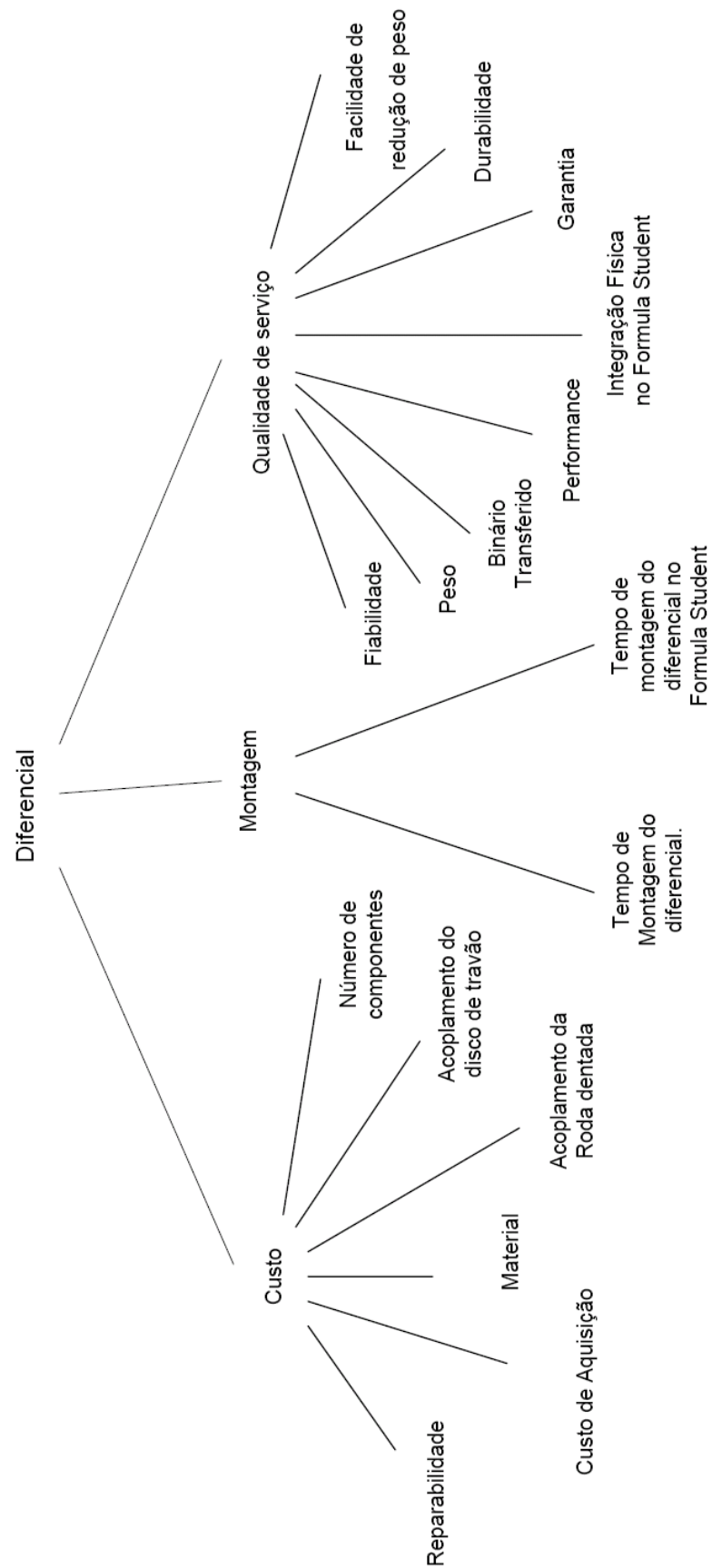
alternativas no conjunto dos critérios dos diferentes componentes a comparar (neste caso temos o diferencial *Quaife* e o diferencial *Torsen*).

Posteriormente é elaborada a Árvore Modelo e depois a Árvore de Objectivos com as respectivas ponderações.

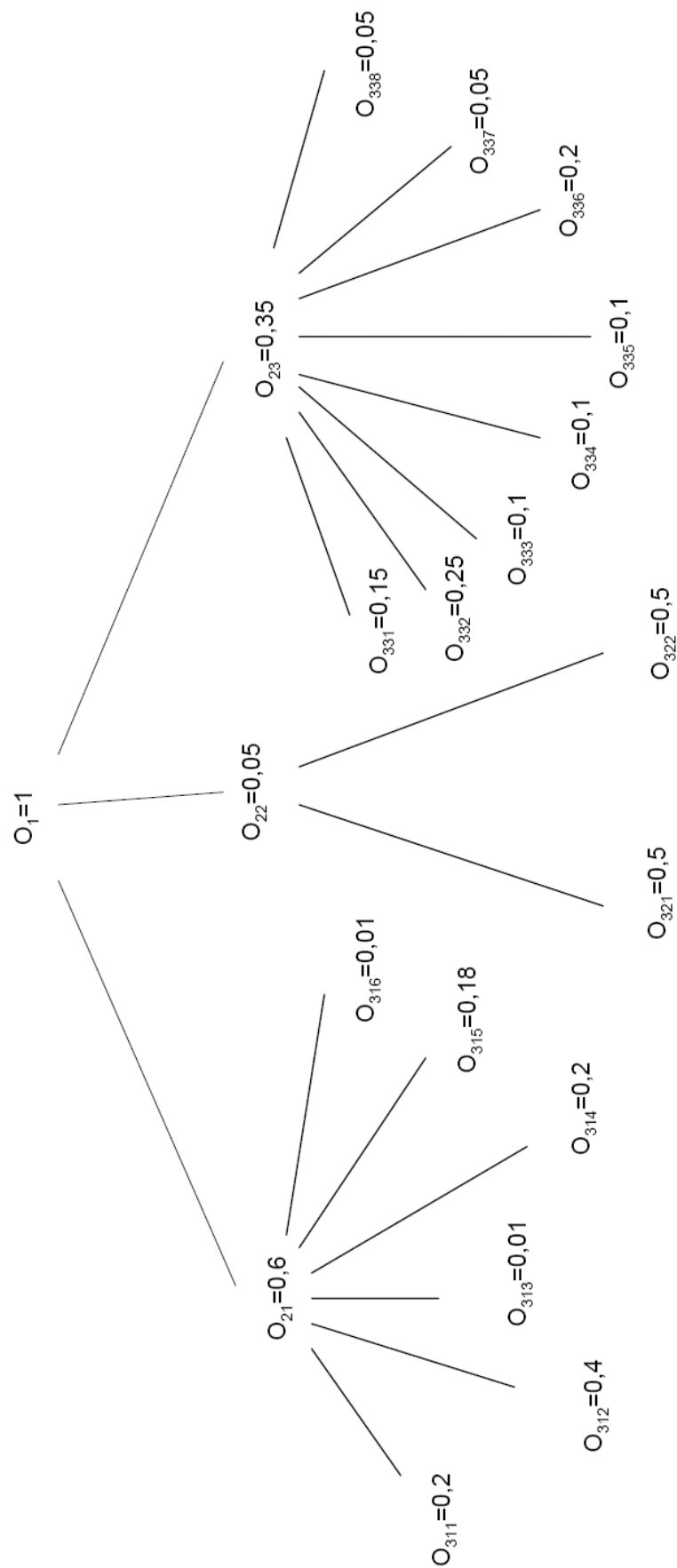
**Tabela 6.1 – Elementos de comparação entre os diferenciais *Quaife* e *Torsen***

Elementos	Diferencial <i>Quaife</i>	Diferencial <i>Torsen</i>
Reparação	Muito Boa	Não vendem peças para reparação
Custo de aquisição	€630,05	€372,26
Número de Componentes	14	17
Acoplamento de polia movida	Sim	Não Tem
Acoplamento de Disco de Travão	Não Tem	Não Tem
Material	Aço	Ferro Fundido
Tempo de Montagem dos componentes do diferencial	23 minutos	15 minutos
Tempo de Montagem no Formula Student	17 minutos	25 minutos
Fiabilidade	Muito Boa	Boa
Peso	5,5 kg	3,91 kg
Binário transferido	Repartição automática de binário (Muito Bom)	3.0:1 (Muito Bom)
Performance	Muito Boa	Muito Boa
Integração física no <i>Formula Student</i>	Muito Boa	Muito Boa
Garantia	Vitalícia	Não tem
Durabilidade	Muito Boa	Boa
Facilidade de redução de peso	Má	Boa

## 6.2.1 Árvore Modelo



## 6.2.2 Árvore de Objectivos



### 6.2.3 Cálculo dos factores de ponderação

$$\text{Reparação} = O_{311} = 0,6 \times 0,2 \times 1 = 0,12$$

$$\text{Custo de Aquisição} = O_{312} = 0,6 \times 0,4 \times 1 = 0,24$$

$$\text{Número de Componentes} = O_{313} = 0,6 \times 0,01 \times 1 = 0,006$$

$$\text{Acoplamento da Polia Movida} = O_{314} = 0,6 \times 0,2 \times 1 = 0,12$$

$$\text{Acoplamento do Disco de Travão} = O_{315} = 0,6 \times 0,18 \times 1 = 0,108$$

$$\text{Material} = O_{316} = 0,6 \times 0,01 \times 1 = 0,006$$

$$\text{Tempo de Montagem do Diferencial} = O_{321} = 0,05 \times 0,5 \times 1 = 0,025$$

$$\text{Tempo de Montagem do Diferencial no F.S.} = O_{322} = 0,05 \times 0,5 \times 1 = 0,025$$

$$\text{Fiabilidade} = O_{331} = 0,35 \times 0,15 \times 1 = 0,0525$$

$$\text{Peso} = O_{332} = 0,35 \times 0,25 \times 1 = 0,0875$$

$$\text{Binário Transferido} = O_{333} = 0,35 \times 0,1 \times 1 = 0,035$$

$$\text{Performance} = O_{334} = 0,35 \times 0,1 \times 1 = 0,035$$

$$\text{Integração Física no F.S.} = O_{335} = 0,35 \times 0,1 \times 1 = 0,035$$

$$\text{Garantia} = O_{336} = 0,35 \times 0,2 \times 1 = 0,07$$

$$\text{Durabilidade} = O_{337} = 0,35 \times 0,05 \times 1 = 0,0175$$

$$\text{Facilidade de Redução de Peso} = O_{338} = 0,35 \times 0,05 \times 1 = 0,0175$$

## 6.2.4 Matriz de Decisão

Critério	Factor de ponderação	Unidade de medida	Diferencial <i>Quaife</i>				Diferencial <i>Torsen</i>			
			Valor (Nível)	Classificação Simples	Classificação Ponderada	Valor (Nível)	Classificação Simples	Classificação Ponderada	Valor (Nível)	Classificação Simples
Reparação	0,12	Experiência	Muito Boa	9	1,08	Má	0	0		0
Custo de Aquisição	0,24	€	630,05	5	1,2	372,26	9	2,16		2,16
Número de componentes	0,006	Unidades	14	9	0,054	17	9	0,054		0,054
Acoplamento da Roda Dentada	0,12	-	Sim	9	1,08	Não	0	0		0
Acoplamento do Disco de Travão	0,108	-	Não	0	0	Não	0	0		0
Material	0,006	-	Bom	7	0,042	Bom	7	0,042		0,042
Tempo de Montagem dos Componentes do Diferencial	0,025	Minutos	23	5	0,125	15	9	0,225		0,225
Tempo de Montagem do Diferencial no <i>Formula Student</i>	0,025	Minutos	17	9	0,225	25	6	0,15		0,15
Fiabilidade	0,0525	Experiência	Muito Boa	9	0,4725	Boa	7	0,3675		0,3675
Peso	0,0875	Kg	5,5	5	0,4375	3,91	8	0,7		0,7
Binário Transferido	0,035	-	Muito Bom	9	0,315	Muito Bom	9	0,315		0,315
Performance	0,035	Experiência	Muito Boa	9	0,315	Muito Boa	9	0,315		0,315
Integração Física no <i>Formula Student</i>	0,035	Experiência	Muito Boa	9	0,315	Muito Boa	9	0,315		0,315
Garantia	0,07	-	Vitalícia	9	0,63	Não Tem	0	0		0
Durabilidade	0,0175	Experiência	Muito Boa	9	0,1575	Boa	7	0,1225		0,1225
Facilidade de Redução de Peso	0,0175	Experiência	Não existe	0	0	Boa	7	0,1225		0,1225
			Soma				Soma			
			6,4485				4,8885			

## 6.2.5 Conclusão da Matriz de Decisão

Este método em si é bastante útil, prático e fácil de utilizar, a análise tanto pode ser grosseira como pormenorizada, dependendo da qualidade da análise. Neste caso tentei aplicar esta matriz de decisão o mais pormenorizada possível. Este método tem também algumas desvantagens, como a subjectividade da atribuição de valores às ponderações, pois estes valores vão depender da opinião de cada pessoa e requer um conhecimento aprofundado de todas as vertentes do projecto. Através da recolher algumas opiniões sobre os diferenciais e contactando os respectivos fabricantes foi possível obter resultados com algum rigor.

Pela análise dos somatórios obtidos na matriz de decisão, o diferencial *Quaife* é superior ao diferencial *Torsen*. Os critérios mais fortes que o diferencial *Quaife* apresenta são:

- A Reparação
- O acoplamento da polia movida
- A Durabilidade
- A Garantia

Quanto aos critérios mais fracos que o diferencial *Quaife* apresenta são:

- O preço
- O peso
- Facilidade de Redução de Peso

Como este diferencial já tem o acoplamento para a polia movida, é lógico que apresenta um peso superior, uma vez que para a colocação de uma polia movida, é necessário um volante, visto que não existem rodas dentadas com um diâmetro interior muito reduzido. O custo também se pode justificar pelo acréscimo de material e pela garantia vitalícia. Se se utilizar o diferencial *Torsen*, é necessário gastar mais dinheiro no acréscimo de volantes para acoplar a polia movida ao diferencial, para além de reduzir o espaço disponível para a colocação dos semi-eixos e do custo de maquinar o diferencial para este ter furos roscados, logo o peso e o preço vão subir no diferencial *Torsen*, aproximando-se do diferencial *Quaife*. A redução do espaço disponível para a colocação dos semi-eixos iria provocar um aumento do deslocamento angular dos semi-eixos, limitando ainda mais o sistema de transmissão. Por outro lado, quando mais ligações existirem, maior vai ser a complexidade na montagem do diferencial no veículo dificultando qualquer reparação e a projecção do mesmo.



## 7 Cálculo do momento de travagem

### 7.1 Equações considerando todos os atritos

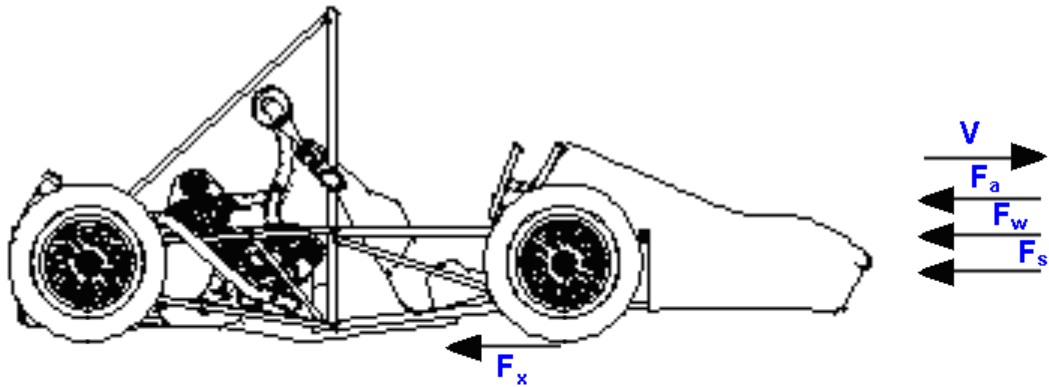


Figura 7.1 – Forças a actuar no veículo

Força de fricção da roda:

$$F_w = \frac{c_t \cdot m \cdot g \cdot \cos(\alpha)}{4} \quad [7]$$

Força de fricção da inclinação:

$$F_s = \frac{m \cdot g \cdot \sin(\alpha)}{4} \quad [7]$$

Força devido à inércia do veículo:

$$F_{acc} = \frac{m}{4} \cdot \frac{\partial V}{\partial t} \quad [7]$$

Força de arrasto aerodinâmica:

$$F_a = \frac{0,5 \cdot c_r \cdot \delta \cdot A_f \cdot V^2}{4} \quad [7]$$

Com:

$F_w$  - Força da fricção da roda

$F_s$  - Força de fricção da inclinação

$F_a$  - Força de arrasto aerodinâmica

$V$  - Velocidade do veículo  $[m/s]$

$F_x$  - Força de travagem do pneu

$F_{acc}$  - Força devido à inércia do veículo

$c_t$  - Coeficiente de atrito da roda/solo

$T_b$  - Binário de travagem

$m$  - Massa do veículo  $[kg]$

$\alpha$  - Ângulo de inclinação  $[rad]$

$c_r$  - Coeficiente aerodinâmico

$\delta$  - Densidade do ar  $[kg/m^3]$

$A_f$  - Área frontal do veículo

$r$  - Raio da roda



Dinâmica longitudinal do veículo durante a travagem:

$$-F_x - F_w - F_s - F_a = \frac{m}{4} \cdot \frac{\partial V}{\partial t} \quad [7]$$

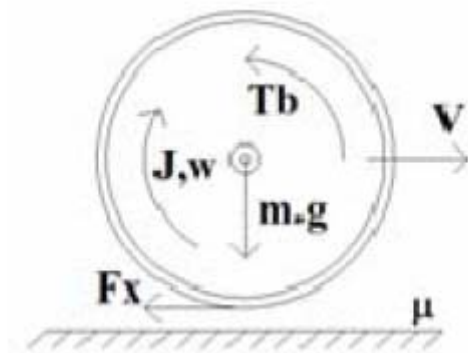


Figura 7.2 – Dinâmica longitudinal da roda

$$F_x = \frac{\mu \cdot m \cdot g}{4} \quad [7]$$

Podemos ainda multiplicar  $\mu$  por um factor de deslizamento  $s$  ou podemos chamar razão de deslizamento em que:

$$s = \frac{W_{Veículo} - W_{Roda}}{\max(W_V \text{ ou } W_R)} \quad [7]$$

Em que:

$W_V$  - Velocidade angular do veículo

$W_R$  - Velocidade angular da roda

A equação da roda em que podemos calcular o binário de travagem pode ser dada por:

$$F_x \cdot r - T_b = J \cdot \frac{\partial \omega}{\partial t} \quad [7]$$

$r$  - Raio da roda

$T_b$  - Binário de travagem

$J$  - Inércia da roda

$\omega$  - Velocidade angular da roda

Para aplicar estas equações seria necessário um estudo mais aprofundado, estudando os coeficientes de atrito (ar e solo), área frontal do veículo entre outros valores. Então simplificando os cálculos, vamos aplicar outros métodos mais rápidos e mais directos para obter o valor do binário de travagem.

## 7.2 Equações da física

Sabemos que pela 2ª Lei de Newton a força é igual ao produto da massa vezes a aceleração.

$$\vec{F} = m \cdot \vec{a}$$

Sendo:

$$\vec{F} - \text{Força [N]} \quad m - \text{Massa do veículo [kg]} \quad \vec{a} - \text{Aceleração [m/s}^2\text{]}$$

Como o nosso veículo tem uma massa de 380 kg, e admitindo uma desaceleração de 1,5 G's. Estamos agora em condições de calcular a Força necessária para parar uma massa de 380 kg com uma aceleração de 1,5 G's, portanto:

$$\vec{F} = m \cdot \vec{a} \Leftrightarrow F = 380 \cdot 1,5 \cdot 9,81 \Leftrightarrow F = 5591,7 \text{ N}$$

Em competição para se melhorar o controlo em curva, normalmente as travagens são levadas ao extremo, sendo necessário a utilização do travão em curva, o que não é recomendado na condução de veículos automóveis nas estradas. Então o piloto para conseguir controlar o veículo, as rodas da frente não podem bloquear, pois o veículo iria sair da trajectória, segundo em frente se as rodas dianteira estiverem bloqueadas. Podemos utilizar uma relação de travagem de 40% à frente e 60% na parte de trás do veículo, aumentando assim também o binário no eixo traseiro, assegurando assim um dimensionamento mais seguro, se a relação de travagem for inferior a este valor.

Então:

$$\text{Nas rodas dianteiras} \rightarrow F = 0,4 \cdot 5591,7 = 2236,68 \text{ N} / \text{eixo}_{\text{dianteiro}}$$

$$\text{Nas rodas traseiras} \rightarrow F = 0,6 \cdot 5591,7 = 3355,02 \text{ N} / \text{eixo}_{\text{traseiro}}$$

Como temos duas rodas em cada eixo, podemos dividir estas forças, obtendo assim a força a aplicar em cada roda.

$$\text{Em cada roda dianteira} \rightarrow F = \frac{2236,68}{2} = 1118,34 \text{ N / roda}$$

$$\text{Em cada roda traseira} \rightarrow F = \frac{3355,02}{2} = 1677,51 \text{ N / roda}$$

Como sabemos que o pneu tem um diâmetro exterior de 20,5", podemos calcular o momento de travagem nas rodas dianteiras e nas rodas traseiras.

$$\phi_{\text{pneu}} = 20,5" = 20,5 \cdot 25,4 = 520,7 \text{ mm} = 0,5207 \text{ m} \Leftrightarrow r_{\text{pneu}} = 0,26035 \text{ m}$$

<p>Momento de travagem nas rodas dianteira:</p> $M_{T_{\text{Frente}}} = 2 \cdot 1118,34 \cdot 0,26035 = 582,32 \text{ N} \cdot \text{m}$	<p>Momento de travagem nas rodas traseira:</p> $M_{T_{\text{atras}}} = 2 \cdot 1677,51 \cdot 0,26035 = 873,5 \text{ N} \cdot \text{m}$
---	--

Depois de calculados os momentos de travagem correspondentes, podemos calcular o momento a absorver total pelos discos de travão. Como temos dois discos de travão em cada roda na parte da dianteira do veículo e apenas um disco de travão acoplado ao diferencial do veículo no eixo traseiro, temos de multiplicar o binário a absorver pelo número de discos.

Momento total a absorver:

$$M_T = 2 \cdot 582,32 + 1 \cdot 873,5 = 2038,14 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### 7.3 Cálculo do momento a absorver através de outras equações

Outra forma de calcular este momento e segundo o livro "Projecto de Órgãos de Máquinas" [1] onde temos a seguinte equação:

$$M_T = K \cdot \frac{P}{\omega} \quad [1]$$

Sendo:

$M_T$  - Momento a absorver  $[N \cdot m]$

$P$  - Potência do órgão motor  $[W]$

$\omega$  - Velocidade angular do órgão de controlo de movimento  $[rad / s]$

$K$  - Factor de aplicação (valor tabelado)

Se considerarmos:

$$\begin{cases} P = 80117 \text{ W} \\ \phi_{Pneu} = 20,5'' = 20,5 \cdot 25,4 = 520,7 \text{ mm} = 0,5207 \text{ m} \\ V = 180 \text{ km/h} = 50 \text{ m/s} \\ K = 5 \text{ ([1] pág. 723)} \end{cases}$$

A velocidade é o produto da velocidade angular pelo raio do objecto em estudo, então podemos retirar a velocidade angular:

$$V = \omega \cdot r \Leftrightarrow \omega = \frac{50}{\frac{0,5207}{2}} = 197,23 \text{ rad/s}$$

Então estamos em condições de calcular o momento a absorver, então:

$$M_T = 5 \cdot \frac{80117}{197,23} = 2031,05 \text{ N} \cdot \text{m}$$

## 7.4 Conclusão

O objectivo era calcular o momento de travagem, principalmente no eixo traseiro, uma vez que vão ter de ser dimensionados todos os componentes que fazem parte do sistema de transmissão. Após estes cálculos pode-se afirmar que o momento de travagem no eixo traseiro não irá ser superior a  $M_{T_{atrás}} = 873,5 \text{ N} \cdot \text{m}$ , contando já com uma distribuição de 60% de travagem no eixo traseiro. Esta relação de travagem pode ser regulada na interligação do pedal de travão, com um sistema braço força mais conhecido como o sistema de alavanca.



## 8 Dimensionamento das peças do sistema de transmissão

### 8.1 Materiais utilizados nas peças do sistema de transmissão

Nas peças que vão ser projectadas neste capítulo, foram utilizados dois tipos de aços. Um aço AISI 1020 que tem uma tensão de ruptura de  $\sigma_r = 420,507MPa$  e uma tensão de cedência de  $\sigma_y = 351,571MPa$  [33] e o aço AISI 4140 com tratamento térmico normalizado a 870°C reaquecido a 845°C e temperado em óleo e revenido a 205°C com um diâmetro de 25mm, com uma tensão de ruptura de  $\sigma_r = 1965MPa$  e uma tensão de cedência de  $\sigma_y = 1735MPa$  [33].

O aço AISI 1020 foi utilizado nas bancadas do diferencial, por ser um aço mais barato e por ser bastante bom e fiável, comparando com o alumínio que apesar de ser mais leve poderia sair mais caro, pois este tinha de levar tratamentos para suportar melhor as tensões.

As outras peças foram feitas com o aço AISI 4140, como os semi-eixos, manga de eixos e flange. Estas peças estão sujeitas à torção e no caso da manga de eixos tem um conjunto de forças dependendo da trajectória do veículo ou de obstáculos que podem ocorrer em pista. Foi também utilizado um aço CK45 [40] que para um diâmetro entre  $\phi \in [22mm; 32mm]$  tem a tensão de cedência de  $\sigma_y = 515MPa$  e tensão de ruptura de  $\sigma_r = 620MPa$ , mas este material foi utilizado como elemento comparativo com o aço AISI 4140.

Foi necessário elaborar as curvas S-N, uma vez que não estavam disponíveis no programa *Solidworks*. O método é simples e apenas precisamos da tensão de ruptura do material correspondente como podemos ver no gráfico seguinte.

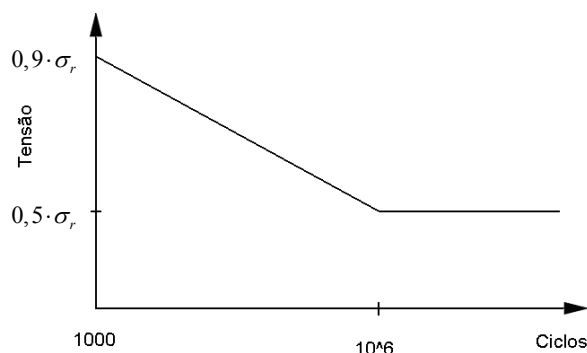


Figura 8.1 - Curvas S - N dos vários materiais

## 8.2 Manga de eixo traseira

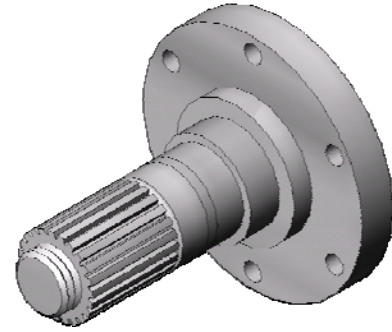


Figura 8.2 – Manga de eixo traseira

### 8.2.1 Transferências de peso

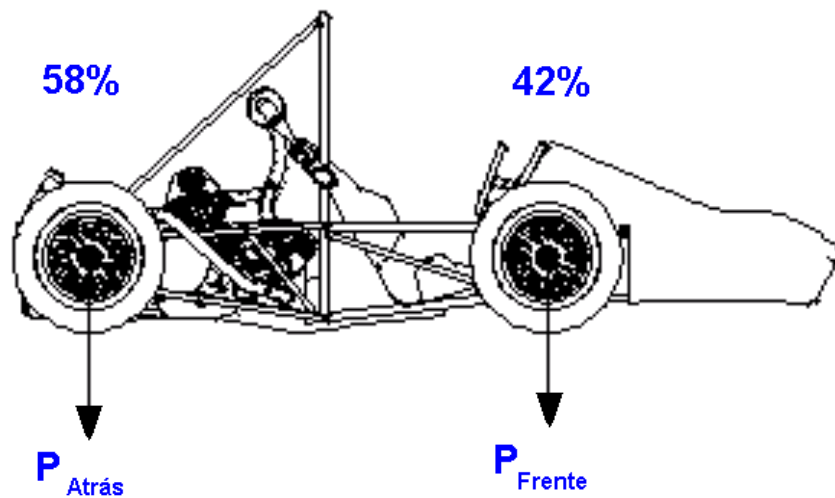


Figura 8.3 – Transferência de peso

#### 8.2.1.1 Transferência de peso longitudinal

$$\begin{aligned}
 m_{\text{carro}} &= 380 \text{ kg} \\
 P_{\text{total}} &= 380 \cdot 9,81 = 3727,8 \text{ N} \\
 P_{\text{frente}} &= 0,42 \cdot 3727,8 = 1559,79 \text{ N} \\
 \text{Dados: } P_{\text{atrás}} &= 0,58 \cdot 3727,8 = 2162,124 \text{ N} \\
 h &= 236,8 \text{ mm} \\
 l &= 1200 \text{ mm} \\
 a_x &= \pm 1,5 G's
 \end{aligned}$$

Em que  $l$  é a distância entre eixos do veículo.

$$\Delta P = \left( \frac{h}{l} \right) \cdot P \cdot a_x = \left( \frac{236,8}{1200} \right) \cdot 3727,8 \cdot 1,5 = 779 \text{ N}$$

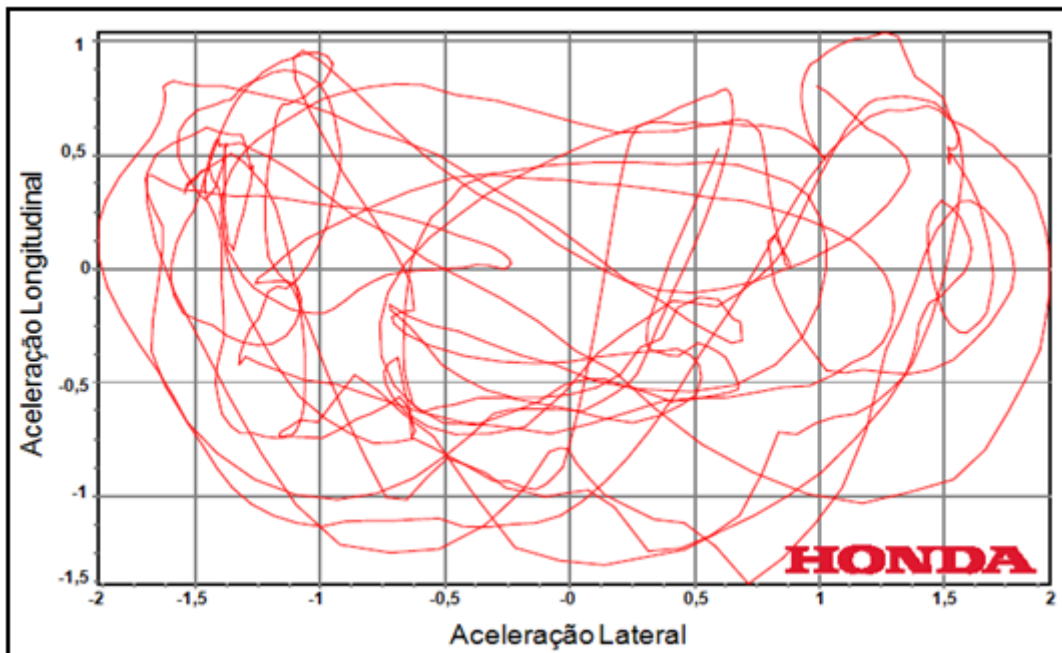


Figura 8.4 - Histórico de acelerações máximas num veículo *Formula Student*.

#### 8.2.1.2 Transferência de peso lateral

Dados:

$$\begin{aligned}h &= 236,8\text{mm} \\t &= 1200\text{mm} \\P &= 3727,8\text{N} \\a_y &= \pm 2G's\end{aligned}$$

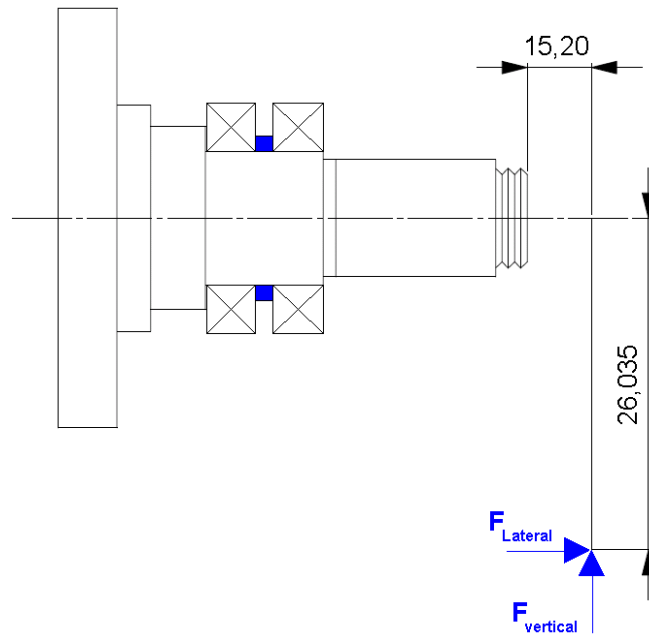
Em que  $t$  é a via do eixo traseira do veículo e os valores das acelerações lateral e longitudinal foram retirados da figura 8.4.

$$\Delta P = \frac{P \cdot a_y \cdot h}{t} = \frac{3727,8 \cdot 2 \cdot 0,2368}{1,2} = 1471,24\text{N}$$

#### 8.2.1.3 Forças aplicadas na manga de eixos traseira

As forças estão aplicadas no centro do pneu e vão provocar momentos na face de aperto da porca o plano médio do pneu encontra-se representado na figura 8.5. Todas as forças vão ser transferidas para aquela face, e em alguns casos provocam também momentos.





**Figura 8.5 – Força vertical e lateral aplicada no pneu com os respectivos braços (dimensões em mm).**

#### 8.2.1.3.1 Forças Verticais

Peso exercido na roda =  $110,2 \cdot 9,81 = 1081,062 N$

Força lateral (força que é aplicada na roda devido a uma curva  $\pm 2G's$ ) =  $735,6 N$

Força longitudinal (força devido à aceleração ou desaceleração  $\pm 1,5G's$ ) =  $389,5 N$

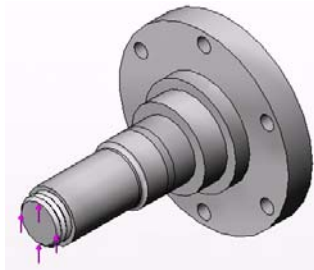
Força exercida pelo corrector  $m_{\text{por roda}} \cdot 5G = 110,5 \cdot 5 \cdot 9,81 = 5420,025 N$

Força vertical total =  $1081,062 + 735,6 + 389,5 + 5420,025 = 7626,187 N$

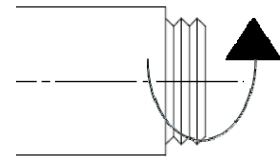
Como estamos a considerar muitas forças ao mesmo tempo, ou seja, que o veículo está a travar ou acelerar ao máximo com  $1,5G's$ , a curvar com força de  $2G's$  e ainda um embate de um corrector na roda de  $5G's$  tivemos de recorrer a um aço com muito boas características que é o AISI 4140 considerando todos estes factores é difícil dimensionar a manga de eixos. O factor de segurança que vai ser aplicado é de 1,5, pois o dimensionamento de componentes com factor de segurança superior vai aumentar muito o peso deste componente.

$$F_{V_{total}} = 7626,187 \cdot FS = 7626,187 \cdot 1,5 = 11439,28 N$$

Esta força vai traduzir-se num momento na face do corte da manga de eixos.

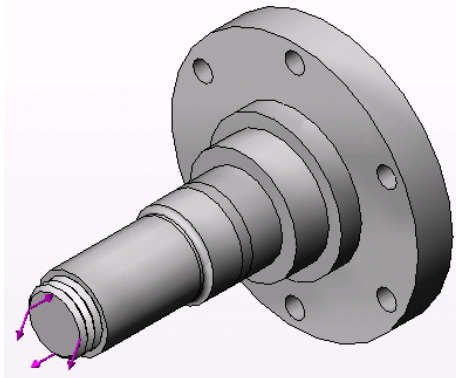


**Figura 8.6 – Força vertical aplicada na face roscada (11439,28N)**



**Figura 8.7 – Momento aplicado na face devido ao braço correspondente (0,0152m)**

$$M_{F_v} = 7626,187 \text{ N} \cdot FS \cdot 0,0152 \text{ m} = 7626,187 \cdot 1,5 \cdot 0,0152 = 173,88 \text{ N.m}$$



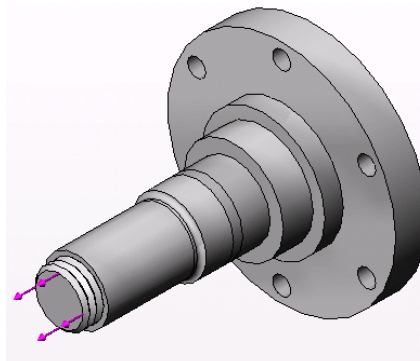
**Figura 8.8 – Momento devido à força vertical (173,88 N.m)**

#### 8.2.1.3.2 Forças Laterais

A força lateral é a força devida à transferência de massa em curva.

$$\text{Força Lateral: } F_L = m \cdot a = 380 \cdot 2 \cdot 9,81 = 7455,6 \text{ N}$$

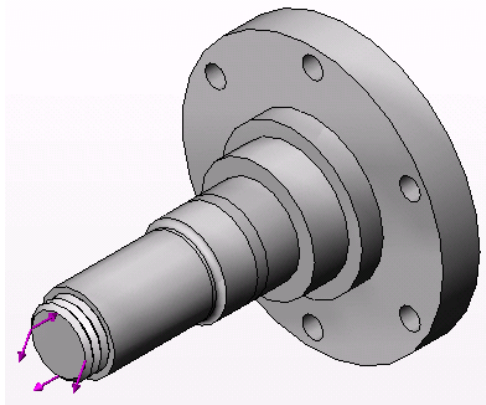
$$\text{Força lateral por pneu: } F_L / 4 = 1863,9 \text{ N} \Rightarrow 1863,9 \cdot FS = 1863,9 \cdot 1,5 = 2795,85 \text{ N}$$



**Figura 8.9 – Força lateral aplicada (2795,8N)**

Esta força também vai provocar um momento na face da manga de eixos que vai ser aplicado no mesmo eixo do anterior.

$$M_{F_L} = 1863,9N \cdot FS \cdot 0,26035m = 1863,9 \cdot 1,5 \cdot 0,26035 = 727,90N.m$$



**Figura 8.10 – Momento devido à força lateral (727,90N.m)**

Este momento pode ser somado ao momento devido à força vertical, uma vez que tem o mesmo sentido.

#### 8.2.1.3.3 Forças Longitudinais

Quando o veículo acelera ou trava a roda tende a ir para trás, exercendo uma força no eixo. Esta força é devida à transferência de massa longitudinal e vamos ter duas situações:

1. Quando o veículo está a acelerar
2. Quando o veículo está a travar

##### 8.2.1.3.3.1 Considerando que o veículo está a acelerar:

$$F_{atrito} = 110,2 \cdot 9,81 \cdot 0,8 = 867,2N$$

$$F_{inércia} = m_{roda} \cdot a_{veículo}$$

Cálculo da aceleração do veículo considerando que o veículo atinge os 100km/h ao fim de 3 segundos.

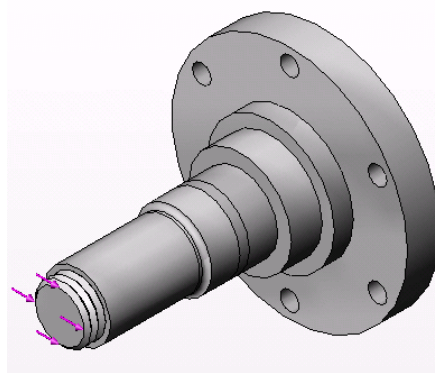
$$a_{\text{veículo}} = \frac{V_f - V_i}{\partial t} = \frac{27,78 - 0}{3} = 9,26 \text{ m/s}^2$$

Com esta aceleração podemos calcular a força de inércia.

$$F_{\text{inércia}} = 30 \cdot 9,26 = 227,8 \text{ N}$$

$$FL_{T \text{ aceleração}} = 867,2 + 227,8 = 1145 \text{ N}$$

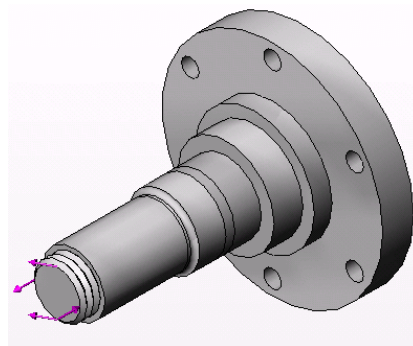
$$FL_{T \text{ aceleração}} = 1145 \cdot FS = 1145 \cdot 1,5 = 1717,5 \text{ N}$$



**Figura 8.11 – Força longitudinal (1717,5N)**

Esta força também vai provocar um momento na face da manga de eixos e o momento é perpendicular ao anterior.

$$M_{FL_{T \text{ aceleração}}} = 1145 \text{ N} \cdot FS \cdot 0,0152 \text{ m} = 1145 \cdot 1,5 \cdot 0,0152 = 26,106 \text{ N.m}$$



**Figura 8.12 – Momento devido à força de atrito e força de inércia (26,106N.m)**

### 8.2.1.3.3.2 Considerando que o veículo está a travar:

Cálculo da força a que a veículo está sujeito se o veículo desaceleração dos 100 km/h a 0 km/h em 3 segundos.

$$F = \frac{m \cdot V_i - m \cdot V_f}{\partial t} = \frac{380 \cdot 0 - 380 \cdot 27,78}{3} = 3518,8 N$$

$$F / roda = \frac{3518,8}{4} = 879,7 N$$

Considerando o factor de segurança de 1,5 obtemos:

$$F = 879,7 \cdot 1,5 = 1319,55 N$$

Esta força também vai provocar um momento na face da manga de eixos e o momento é perpendicular ao anterior.

$$M_{FL_{travagem}} = 879,7 N \cdot FS \cdot 0,0152 m = 1143,61 N \cdot 1,5 \cdot 0,0152 m = 20,06 N \cdot m$$

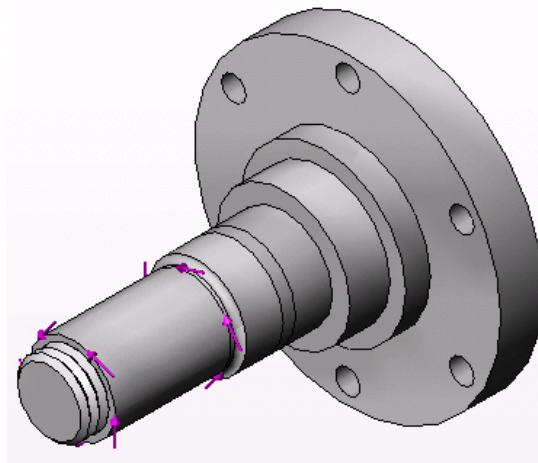
A força exercida na manga de eixo traseira devido à aceleração é superior em relação à força exercida na travagem, logo a força considerada no estudo é a força devido à aceleração. Consequentemente se a força é maior o momento correspondente é também superior e é esse que vai ser considerado.

### 8.2.1.3.4 Momento aplicado devido à transmissão do veículo na manga de eixos

$$M_T = 1235,90 N \cdot m$$

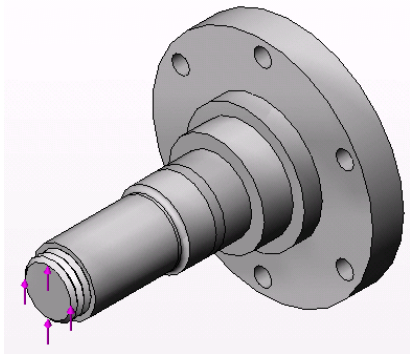
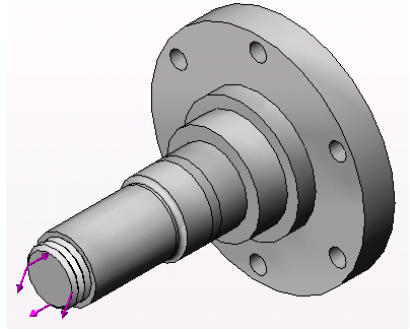
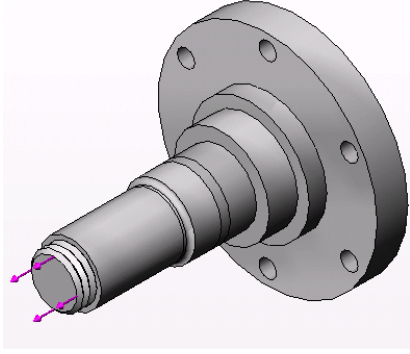
Multiplicando pelo factor de segurança (1,5) obtemos:

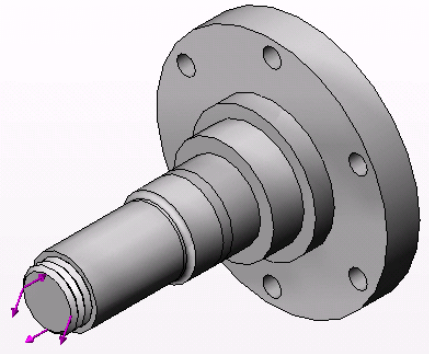
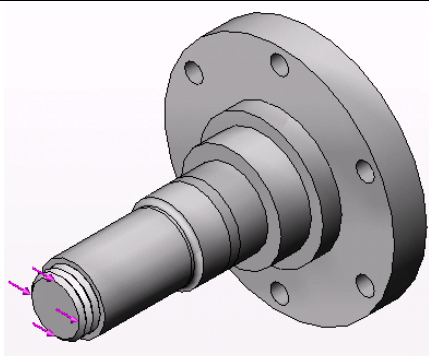
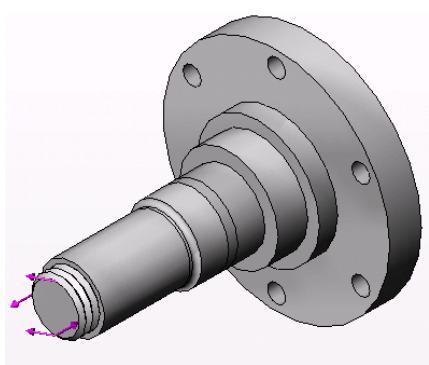
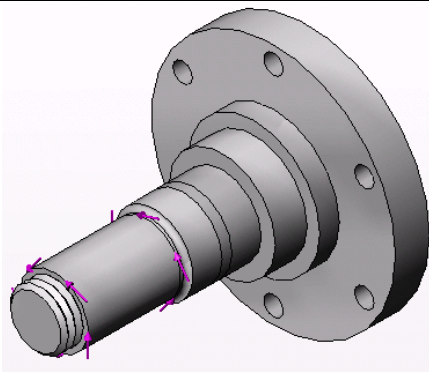
$$M_T = 1235,90 \cdot FS = 1235,90 \cdot 1,5 = 1853,85 N \cdot m$$



**Figura 8.13 – Momento torsor aplicado devido ao sistema de transmissão  $M_t=1853,85$  N.m**

#### 8.2.1.3.5 Resumo dos esforços a que a manga de eixos está sujeita

Força vertical 11439,28 N	
Momento devido à força vertical 173,88 N.m	
Força lateral (2795,8N)	

<p>Momento devido à força lateral              (727,90N.m)</p>	
<p>Força longitudinal (1717,5N)</p>	
<p>Momento devido à força de atrito e força de inércia              (26,106 N.m)</p>	
<p>Momento torsor devido ao sistema de transmissão              (1853,85 N.m)</p>	

## 8.2.2 Estudo estático de elementos finitos feito no “*COSMOSWorks*”

### 8.2.2.1 Restrições dos rolamentos

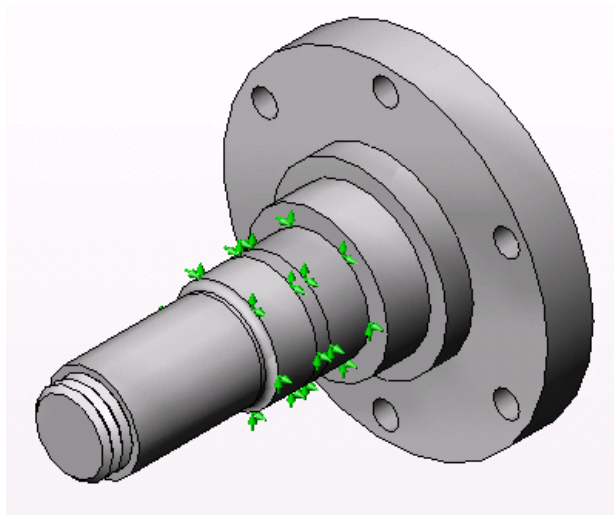


Figura 8.14 – Restrições em dois eixos dos rolamentos

### 8.2.2.2 Restrições dos parafusos

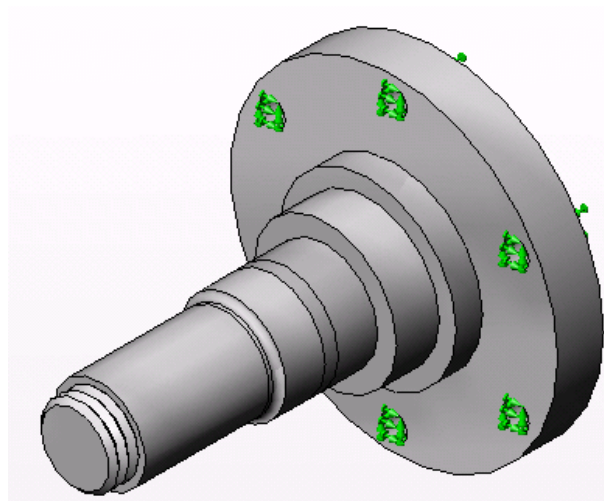


Figura 8.15 – Restrição em três eixos devido ao aperto dos parafusos.

Os dois rolamentos impedem que a manga de eixos se desloque nas duas direcções assinaladas na figura 8.14. O tipo de restrição que apliquei nos parafusos foi de imóvel ou seja sem translação.



### 8.2.2.3 Resultados obtidos no *COSMOSWorks* no estudo da manga de eixos

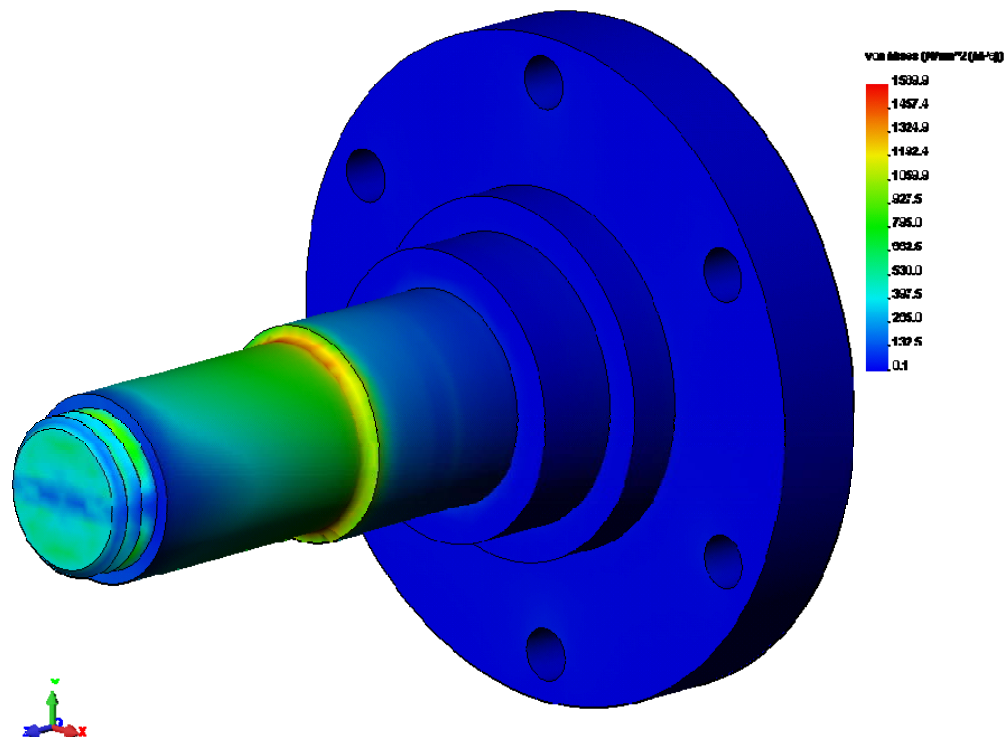


Figura 8.16 – Tensões de *Von Mises* na manga de eixos com os esforços anteriores.

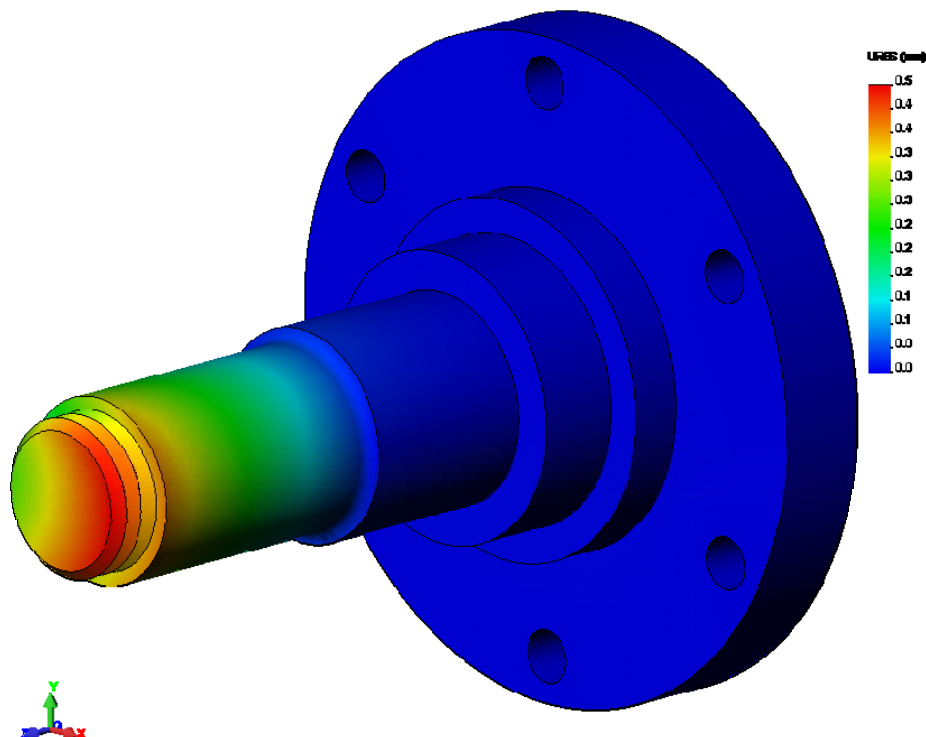


Figura 8.17 – Alongamento na manga de eixos com os esforços anteriores.

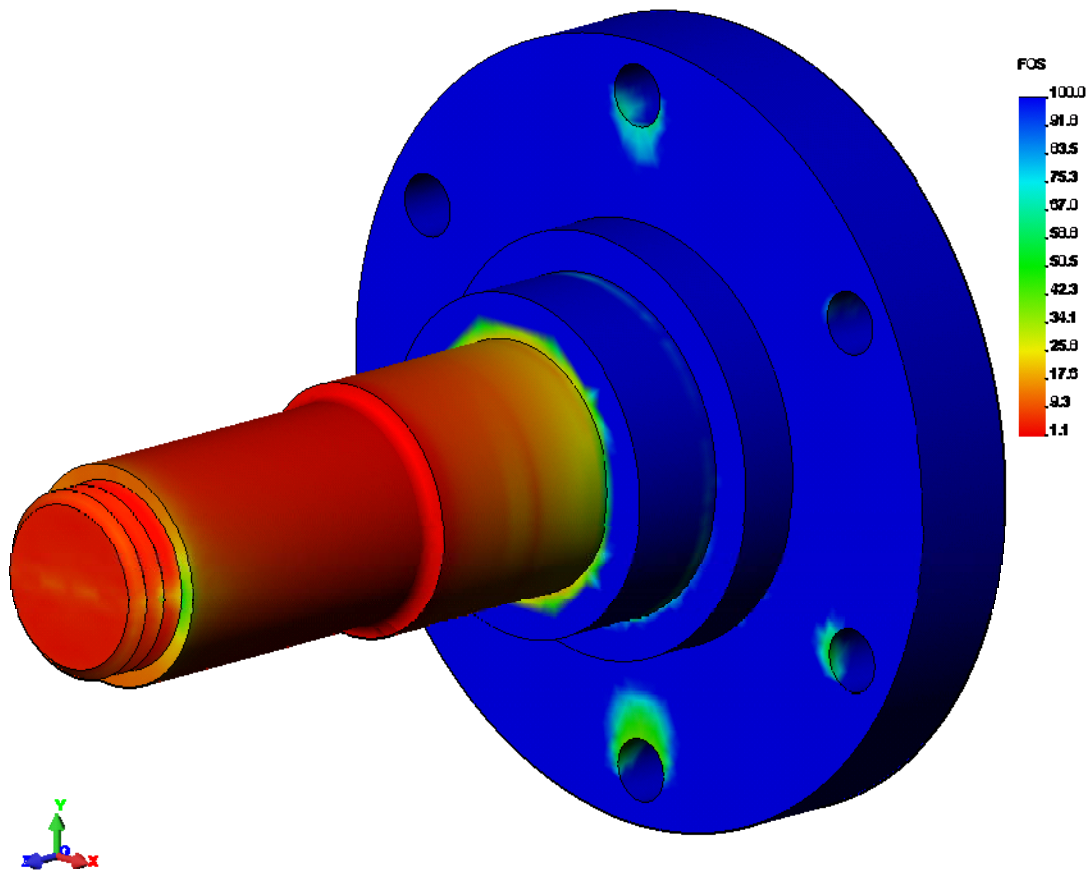


Figura 8.18 – Factor de segurança da manga de eixos traseira com os esforços anteriores aplicados.

### 8.2.3 Conclusões dos estudos anteriores

Podemos verificar que ainda temos um factor de segurança de 1,1 para além dos 1,5 que foi aplicado e que o alongamento não é significativo. Quanto às tensões de *Von Mises* estas encontram-se abaixo da tensão de cedência do material, que é de 1735 MPa para o aço AISI 4140. O cálculo analítico das tensões é complexo pois foram consideradas muitas forças aplicadas no estudo anterior, esse cálculo iria confirmar os valores retirados do *CosmosWorks*.

### 8.3 Flange que liga ao diferencial

Esta peça está ligada ao diferencial e transmite o binário do diferencial para o eixo e posteriormente à manga de eixos. Como foi dito anteriormente esta peça de um dos lados é ligada dentro das engrenagens do diferencial e aparafusada a uma outra peça *Lobro type joint* ou junta do tipo *Lobro* do outro lado, que é uma junta que funciona sobre esferas, transmitindo a potência num campo de 60° em todas as direcções. Esta junta será descrita com maior pormenor mais para a frente na tese.

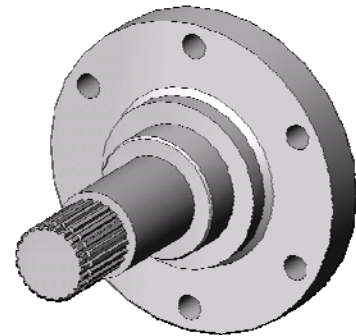


Figura 8.19 – Flange *Quaipe*

#### 8.3.1 Cálculo analítico

Vamos considerar mais uma vez o factor de segurança de 1,5, ou seja:  $FS = 1,5$ . Esta peça apenas está sujeita ao momento torsor, uma vez que está desconectada da manga de eixos, estando apenas ligada a esta através do eixo, não tendo qualquer força axial considerada pois o veio tem de ter uma folga para o sistema de suspensão funcionar sem qualquer problema, como vou explicar mais para a frente.

##### 8.3.1.1 Momento torsor

$$M_T = 1235,90 \cdot FS = 1235,90 \cdot 1,5 = 1853,85 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Este momento vai estar aplicado na zona dentada, que foi considerada com um diâmetro de 24 mm para se conseguir realizar o estudo, uma vez que dada a confidencialidade da peça elaborada pela “*Quaipe*”.

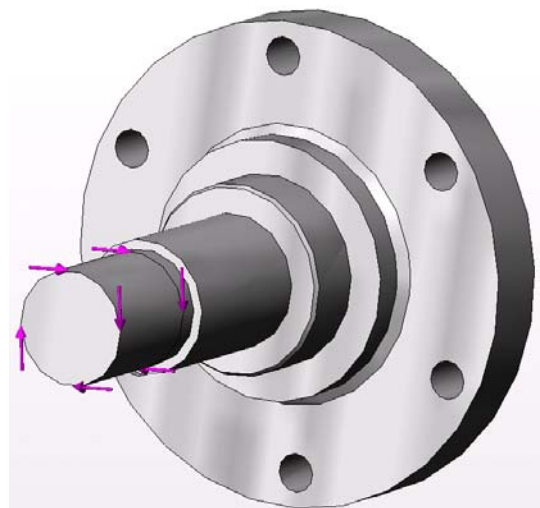


Figura 8.20 – Momento aplicado 1853,85 N.m

### 8.3.1.2 Cálculo analítico das tensões

$$M_T = 1853,85 N \cdot m$$

$$d = 12 \cdot 2 = 24 mm$$

$$D = 13,97 \cdot 2 = 27,94 mm$$

$$r = \frac{27,94 - 24}{2} = 1,97$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{D}{d} &= \frac{27,94}{24} = 1,164 \\ \frac{r}{d} &= \frac{1,97}{24} = 0,082 \end{aligned} \right\}$$

pela figura 8.25  $\Rightarrow k_{t_{teórico}} = 1,36$

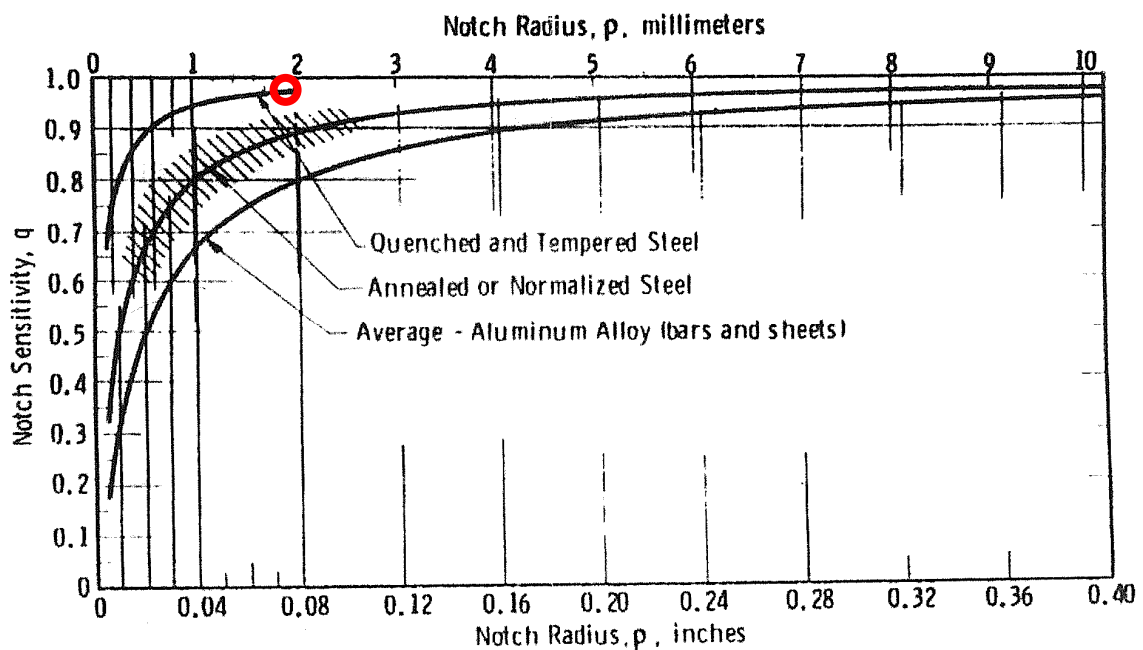


Figura 8.21 – Factor de Sensibilidade

Pela figura 8.21 retiramos que o factor de sensibilidade “q” é:

$$q = 0,97$$

#### 8.3.1.2.1 Factor de concentração de tensões à fadiga

Como o material é dúctil podemos considerar que o factor de concentração de tensões é igual ao factor de concentrações de tensões à fadiga.

$$k_f = 1 + q \cdot (k_t - 1) \Leftrightarrow k_f = 1 + 0,97 \cdot (1,36 - 1) \Leftrightarrow k_f = 1,3492$$

### 8.3.1.2.2 Cálculo da tensão de corte

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J} \cdot k_f = \frac{T \cdot r}{\frac{\pi \cdot r^4}{2}} \cdot k_f = \frac{1853,85 \cdot 2}{\pi \cdot 0,012^3} \cdot 1,3492 = 941,48 \text{ MPa}$$

Como:  $\tau_{ced} = 0,6 \cdot \sigma_y \Leftrightarrow \tau_{ced} = 0,6 \cdot 1735 \Leftrightarrow \tau_{ced} = 1041 \text{ MPa}$  podemos afirmar que a zona crítica da peça tem tensão de corte inferior à tensão de cedência ao corte.

Podemos comparar com a tensão de corte equivalente através do critério de Von Mises

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \Leftrightarrow \sigma_{eq} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 941,48^2} = 1630,7 \text{ MPa} . \text{ (Só está sujeito à torção)}$$

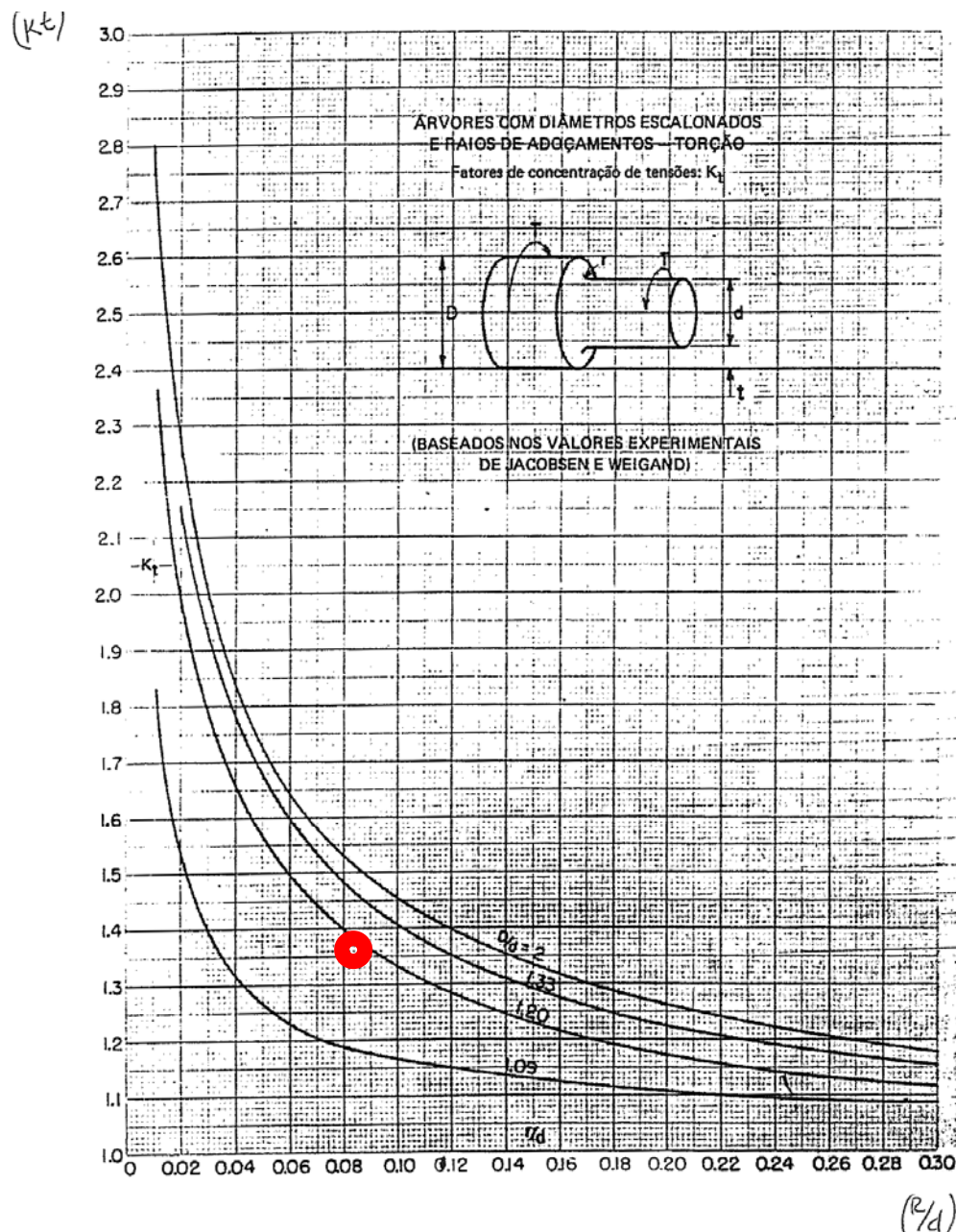


Figura 8.22 – Cálculo do factor de concentração de tensões para veios sujeitos a torção



### 8.3.2 Estudo estático de elementos finitos no *COSMOSWorks*

#### 8.3.2.1 Restrições

Foi aplicada uma restrição na zona dos parafusos, imobilizando a peça como podemos ver na imagem seguinte.

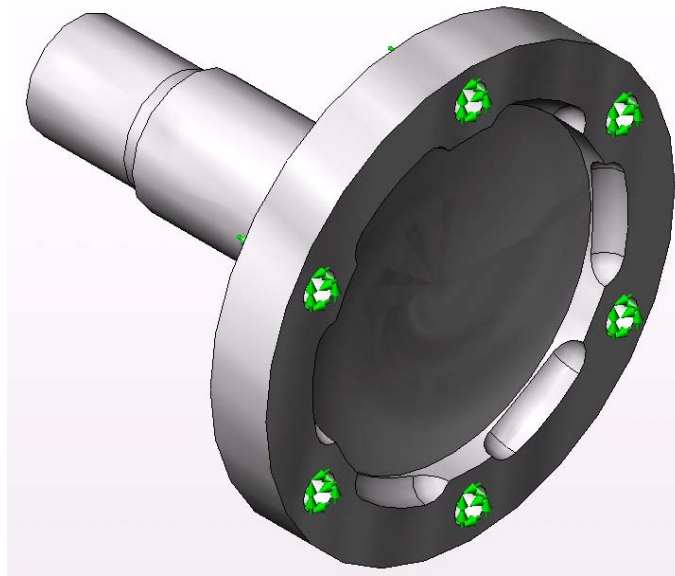


Figura 8.23 – Restrições aplicadas nas zonas dos parafusos

#### 8.3.2.2 Resultados obtidos

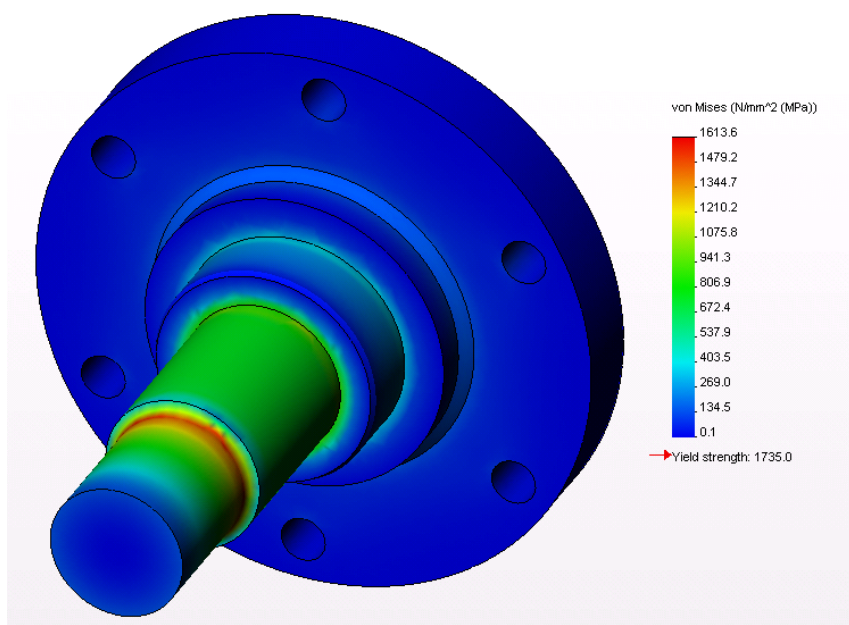


Figura 8.24 – Tensões de *Von Mises* na Flange com o momento torsor aplicado.

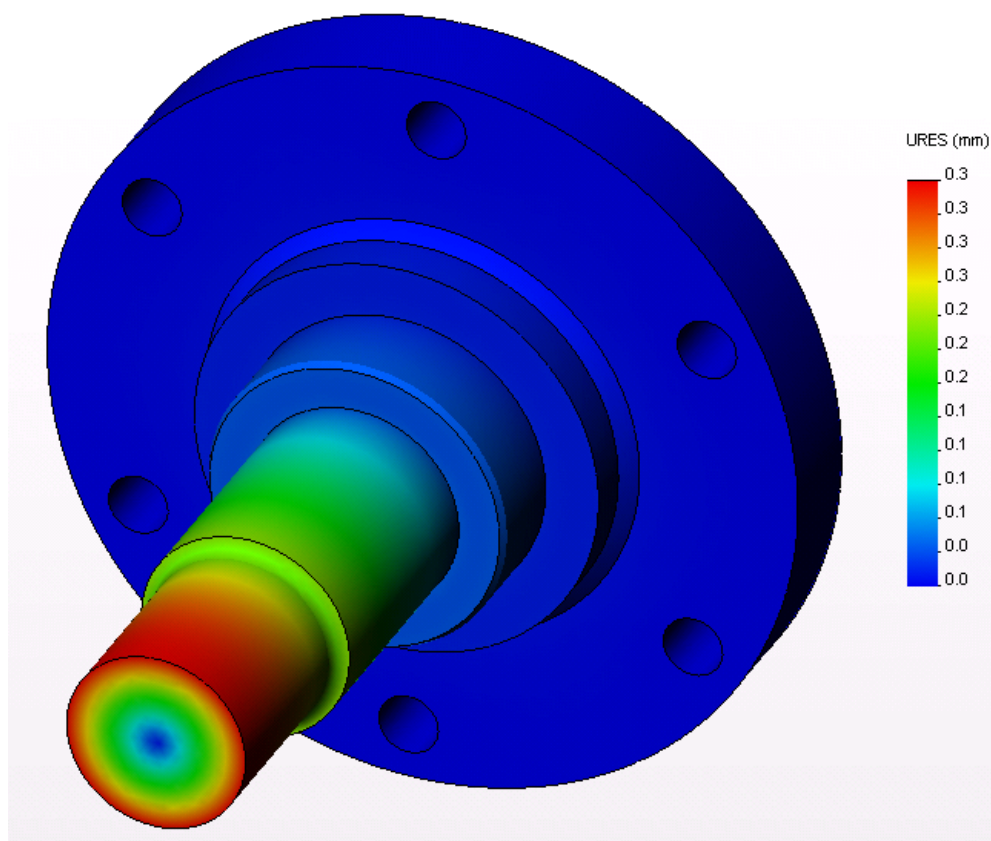


Figura 8.25 – Alongamento na flange com o momento torsor aplicado.

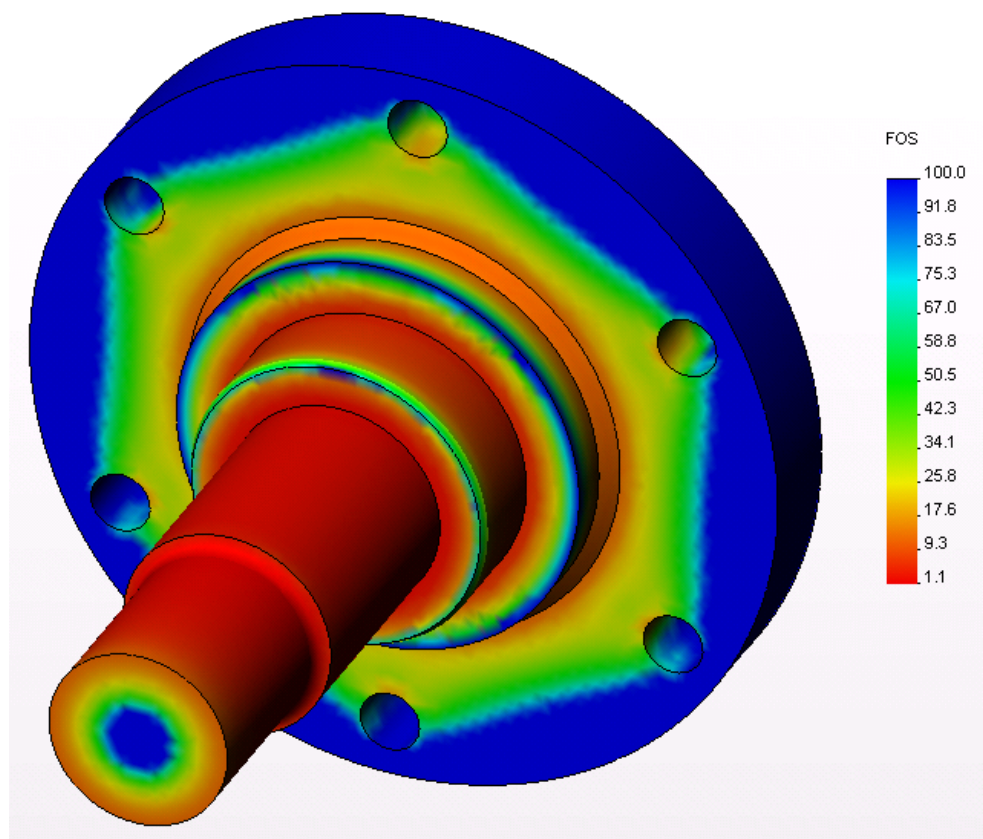


Figura 8.26 – Factor de segurança na flange com o momento torsor aplicado.

### 8.3.3 Conclusões dos estudos anteriores

Quer no estudo analítico quer no de elementos finitos no *COSMOSWorks* da tensão equivalente de *Von Mises*, temos um valor aproximado da tensão na zona crítica de concentração de tensões, tendo apenas uma diferença desprezável de 17,1 MPa ou seja um erro pouco inferior a 1,1%. Em nenhum dos casos a tensão equivalente ultrapassa a tensão de cedência do material, mesmo com o factor de segurança de 1,5 no caso estático e a construção da peça ainda pode ser melhorada uma vez que ainda suporta um factor de segurança de 1,1 ou seja o que faz um total de 1,65 como factor de segurança. Quanto ao alongamento temos um alongamento máximo de 0,3mm que é insignificante.



## 8.4 Bancada do diferencial esquerda (sem fixação da maxila do travão)

### 8.4.1 Estudo estático de elementos finitos no *COSMOSWorks*

#### 8.4.1.1 Restrições

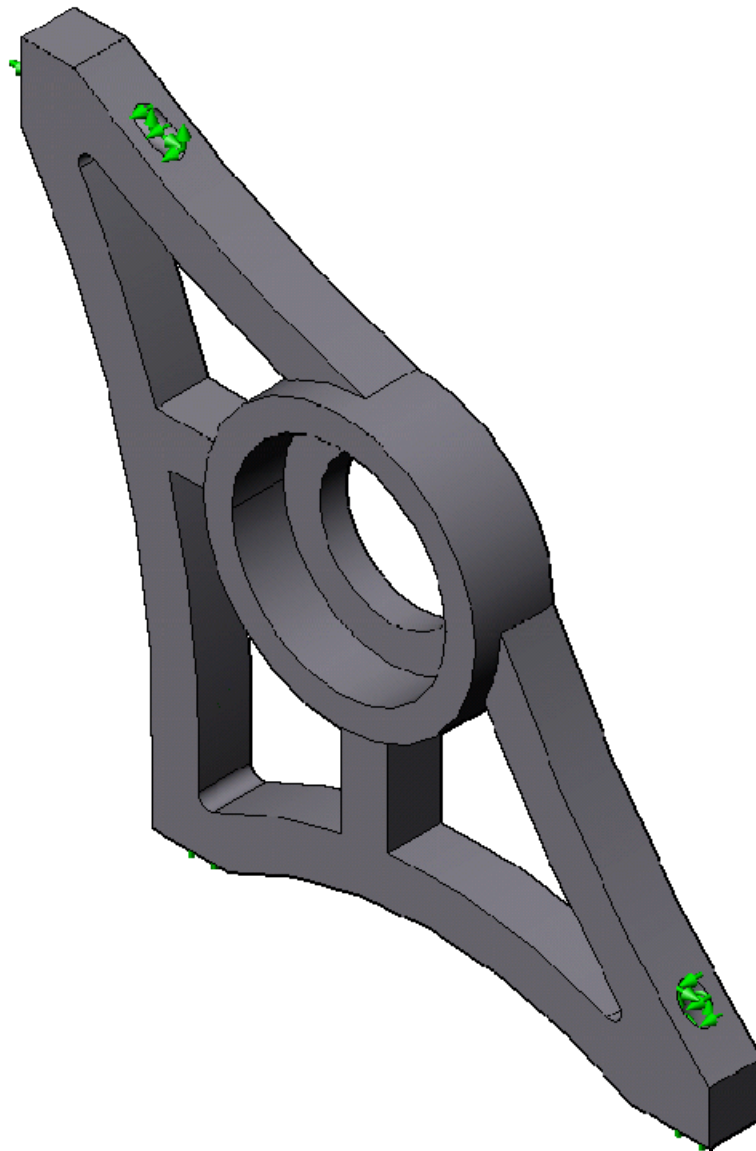
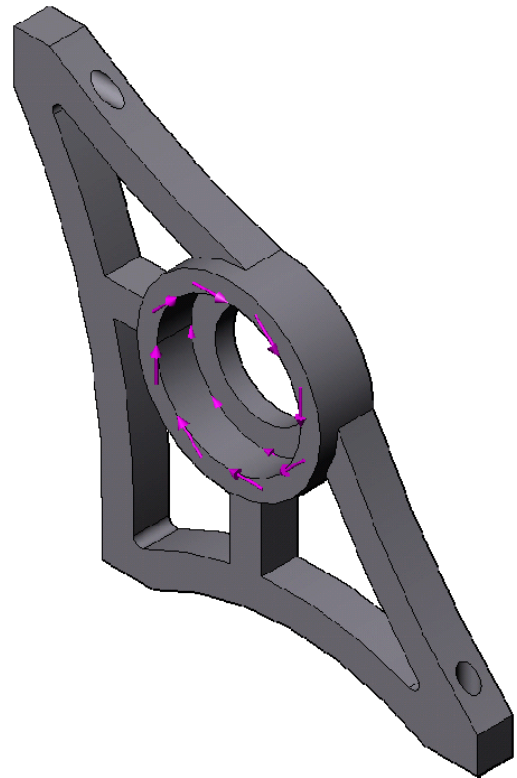
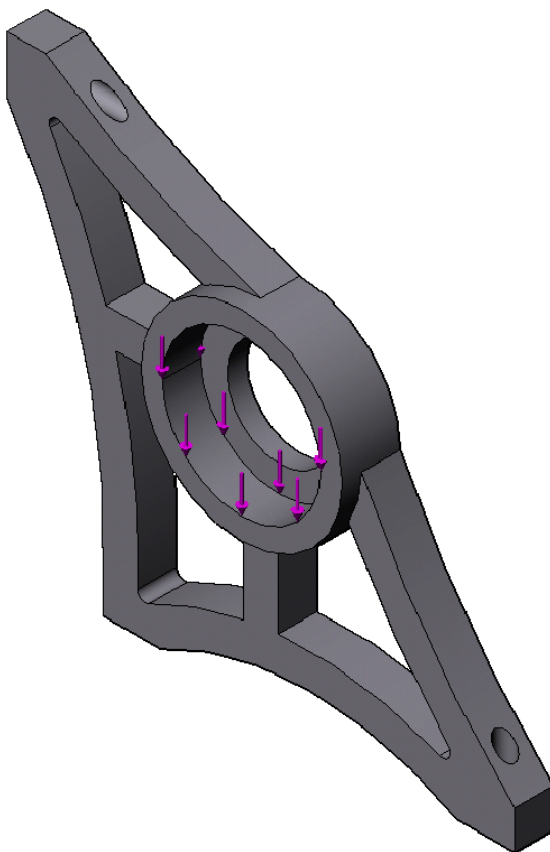


Figura 8.27 – Restrição imóvel nos furos dos três parafusos

#### 8.4.1.2 Forças e momentos aplicados

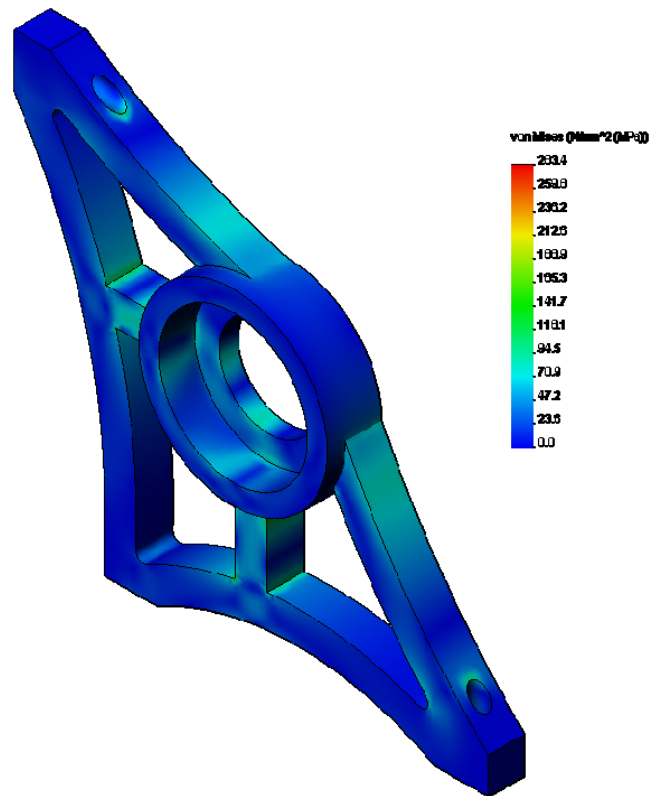


**Figura 8.28 – Momento torsor 1853,85 N.m**

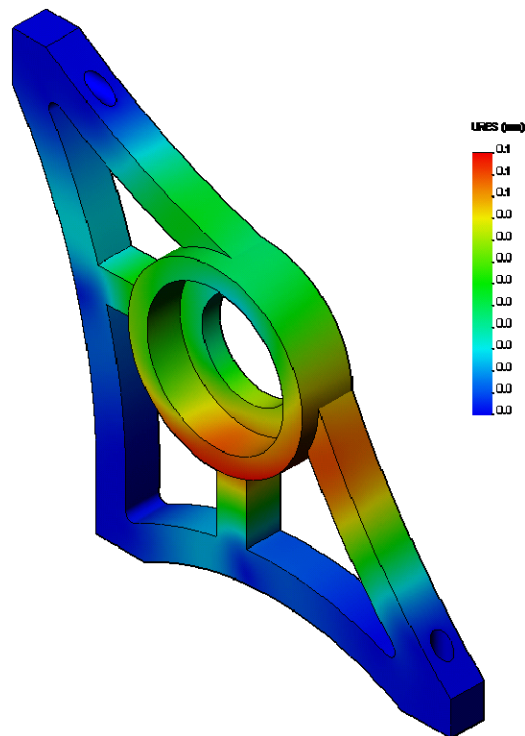


**Figura 8.29 – Peso de alguns componentes (80,94N) (corrente, diferencial, roda dentada e disco de travão)**

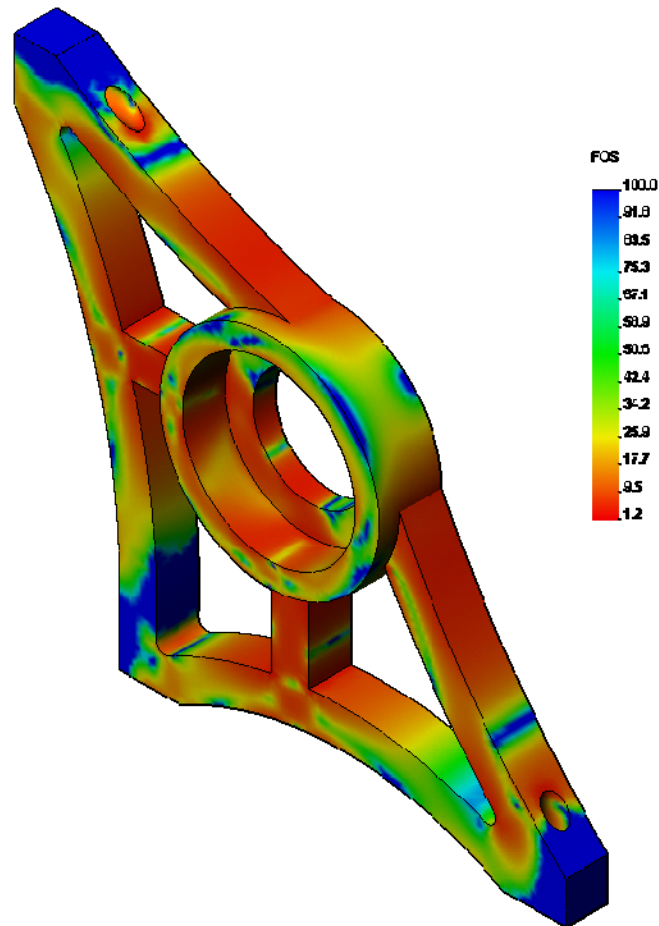
#### 8.4.1.3 Resultados obtidos no *COSMOSWorks* do estudo da bancada do diferencial esquerda



**Figura 8.30 – Tensões de *Von Mises* na bancada do diferencial (esquerda) com os esforços considerados anteriormente**



**Figura 8.31 – Alongamento da bancada do diferencial esquerda com os esforços considerados anteriormente.**



**Figura 8.32 – Factor de segurança da bancada do diferencial esquerda com os esforços considerados anteriormente.**

#### 8.4.2 Conclusões dos estudos anteriores

Podemos concluir que a tensão de *Von Mises* máxima é inferior à tensão de cedência do material, o alongamento não é muito superior a 0,1mm e o factor de segurança é de 1,2. Tendo em conta que utilizamos um factor de segurança de 1,5 no carregamento assinalado, este valor é bastante aceitável. Pode-se afirmar que a peça está bem dimensionada.

## 8.5 Bancada do diferencial direita (com fixação da maxila do travão)

Nesta peça vamos ter dois casos, quando o veículo acelera e quando o veículo trava. Pois esta peça tem a maxila do travão acoplada e quando solicitada, ela provoca um momento nos apoios. Então temos de estudar estes dois casos.

### 8.5.1 Estudo estático de elementos finitos no *COSMOSWorks* da bancada do diferencial direita quando para a aceleração do veículo

#### 8.5.1.1 Restrições

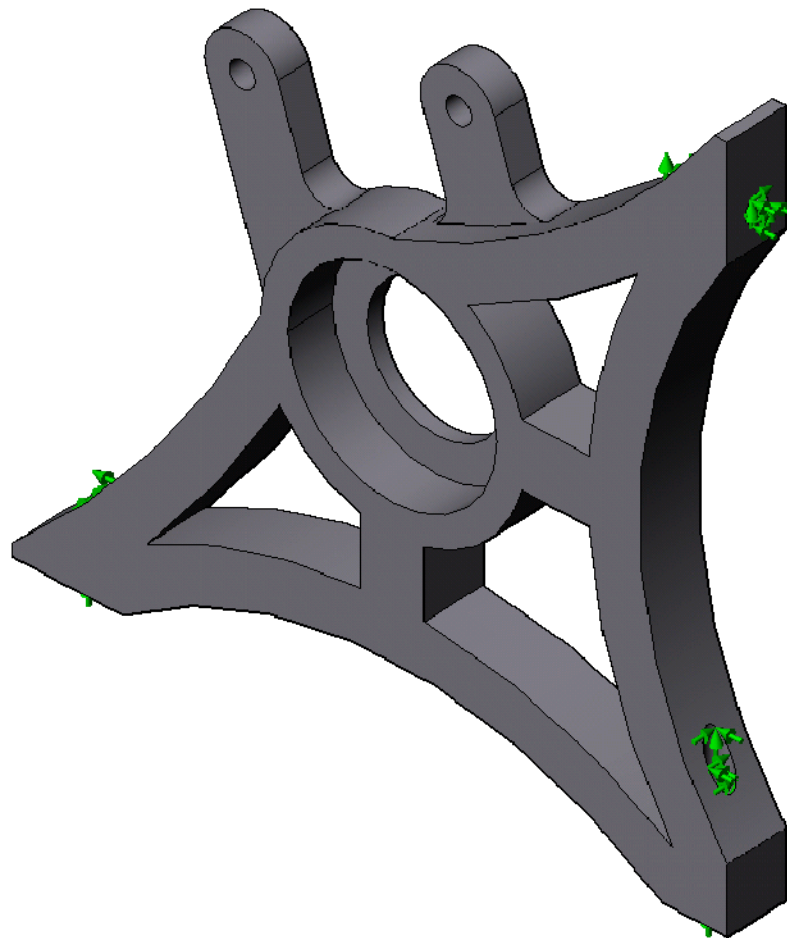


Figura 8.33 – Restrição imóvel nos furos dos três parafusos na bancada do diferencial direita

### 8.5.1.2 Forças e momentos aplicados

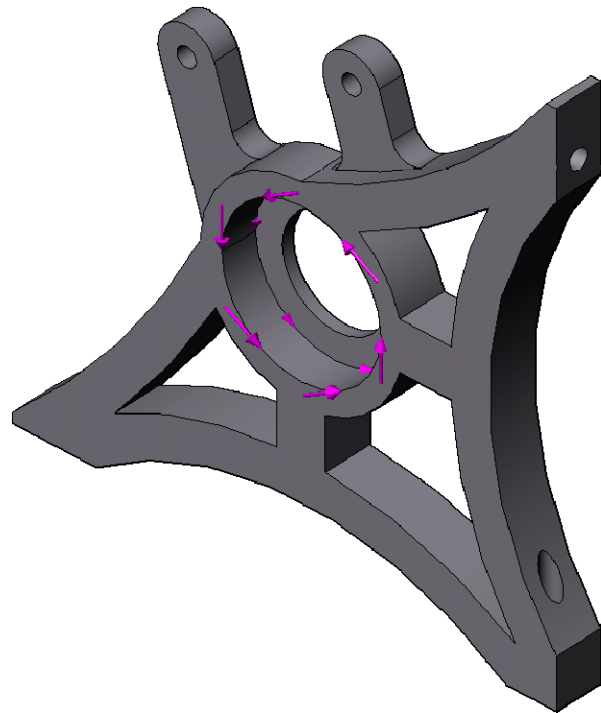


Figura 8.34 – Momento torsor 1853,85N.m

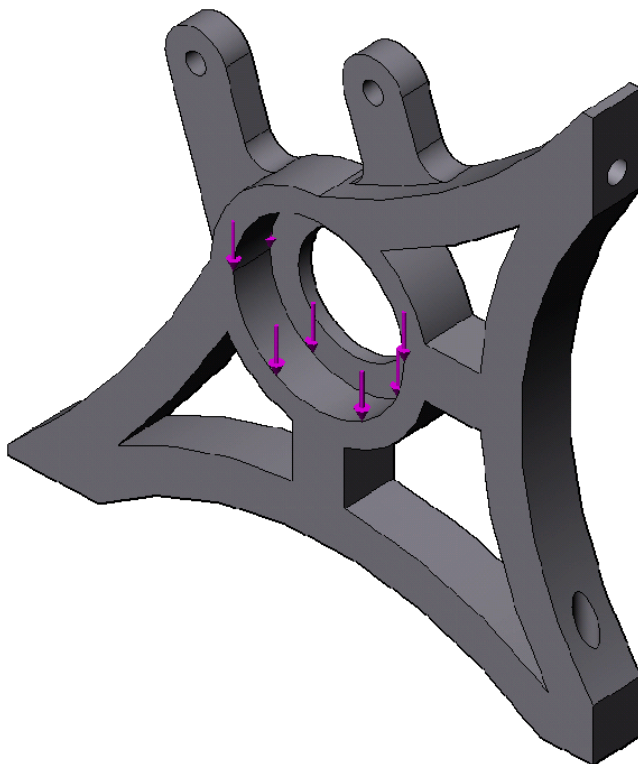


Figura 8.35 – Peso de alguns componentes 80,94N (corrente, diferencial, roda dentada e disco de travão)

### 8.5.1.3 Resultados obtidos no *COSMOSWorks* do estudo da bancada do diferencial direita.

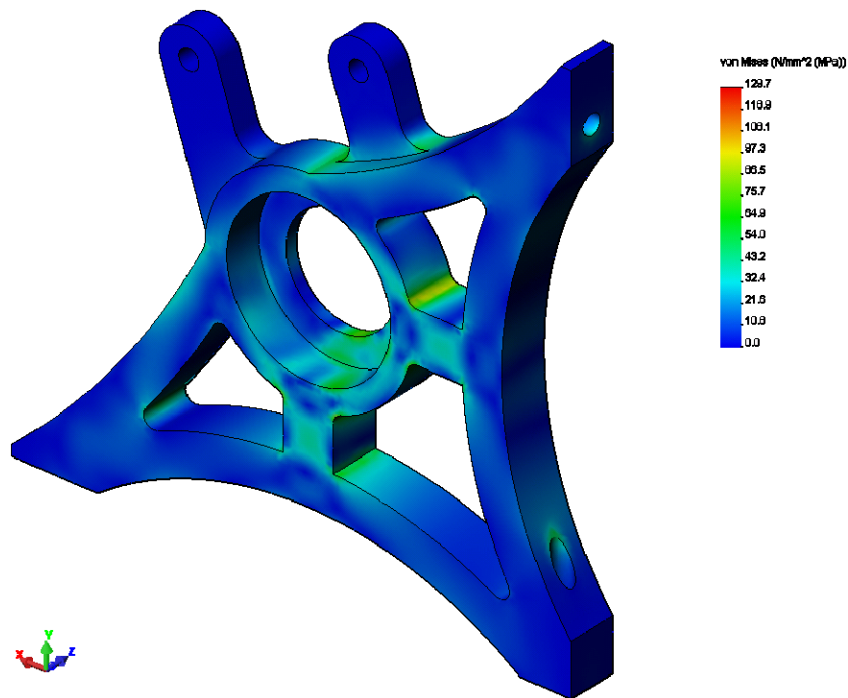


Figura 8.36 – Tensões de *Von Mises* na bancada do diferencial (direita) sujeita à aceleração

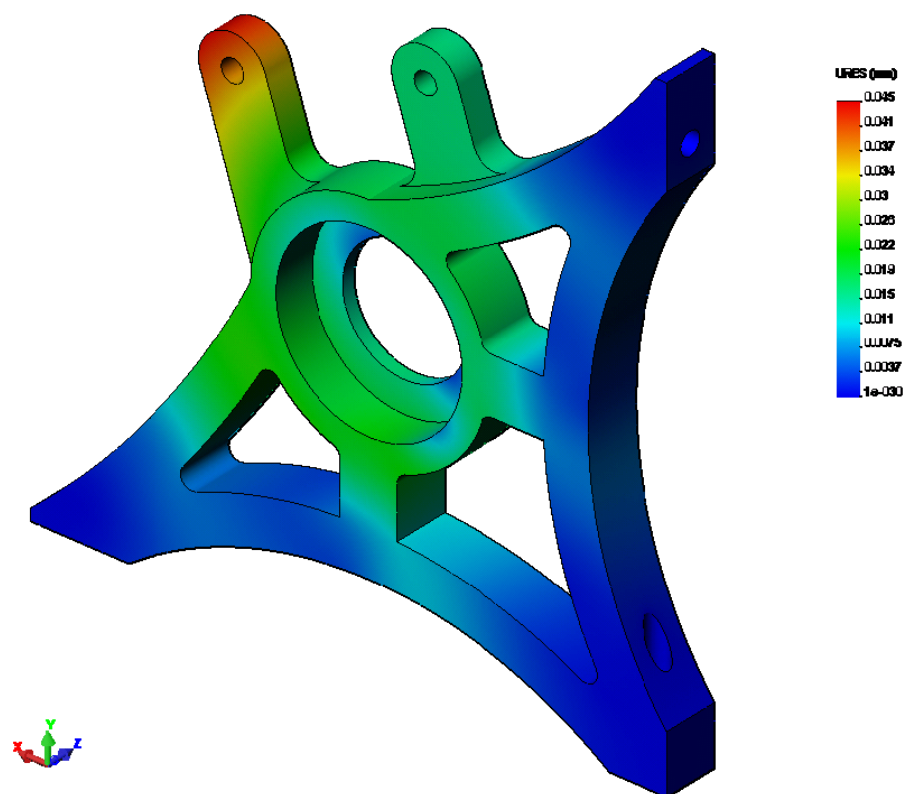


Figura 8.37 – Alongamento da bancada do diferencial (direita) sujeita aos esforços considerados anteriormente.



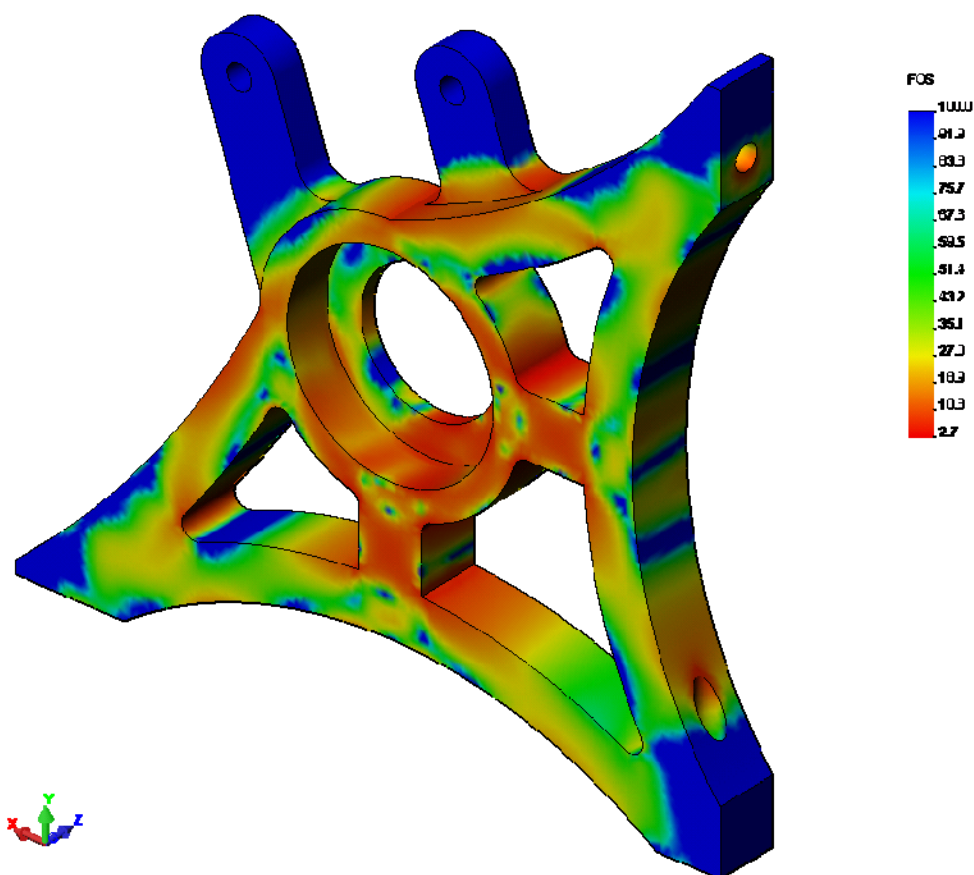
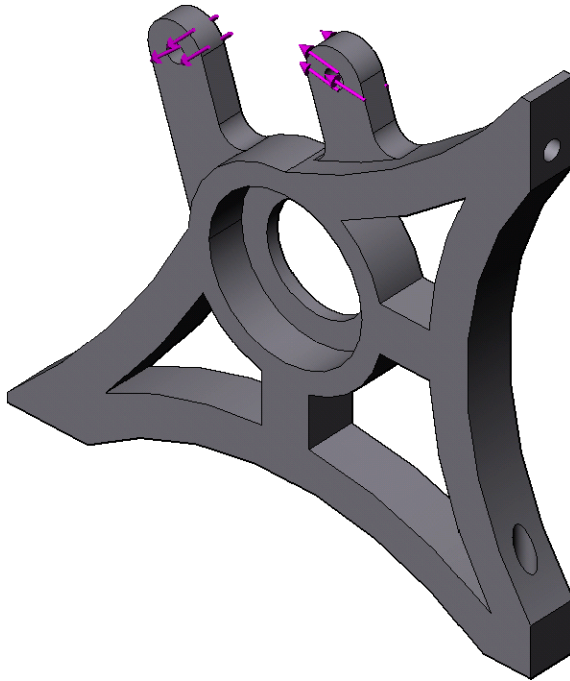


Figura 8.38 – Factor de segurança da bancada do diferencial direita estando sujeita aos esforços considerados anteriormente.

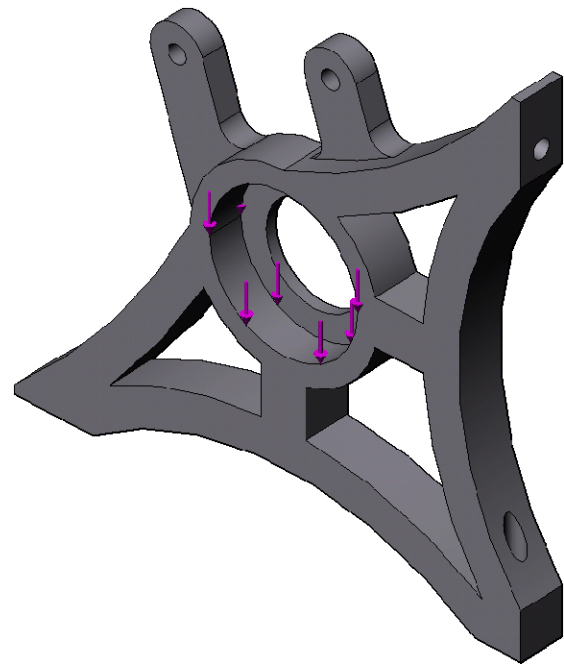


## 8.5.2 Estudo estático de elementos finitos no *COSMOSWorks* para a travagem

### 8.5.2.1 Forças e momentos aplicados

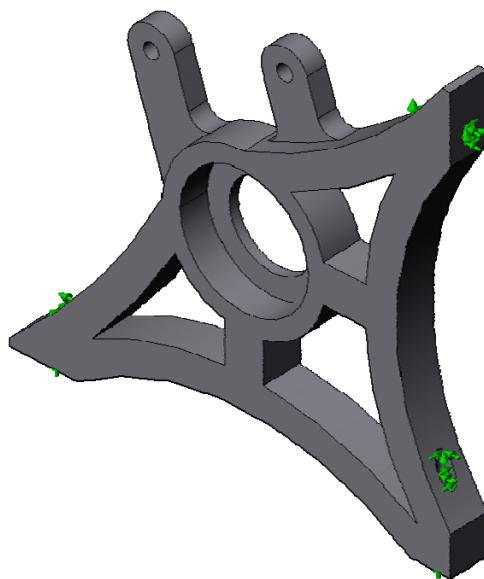


**Figura 8.39 – Momento devido à travagem total  
1310,25 N.m (com factor de segurança 1,5)**



**Figura 8.40 – Peso de alguns componentes 80,94 N  
(corrente, diferencial, roda dentada e disco de  
travão)**

### 8.5.2.2 Restrições



**Figura 8.41 – Restrição imóvel nos furos dos três parafusos**

### 8.5.2.3 Resultados obtidos no *COSMOSWorks* da bancada do diferencial direita sujeita à travagem.

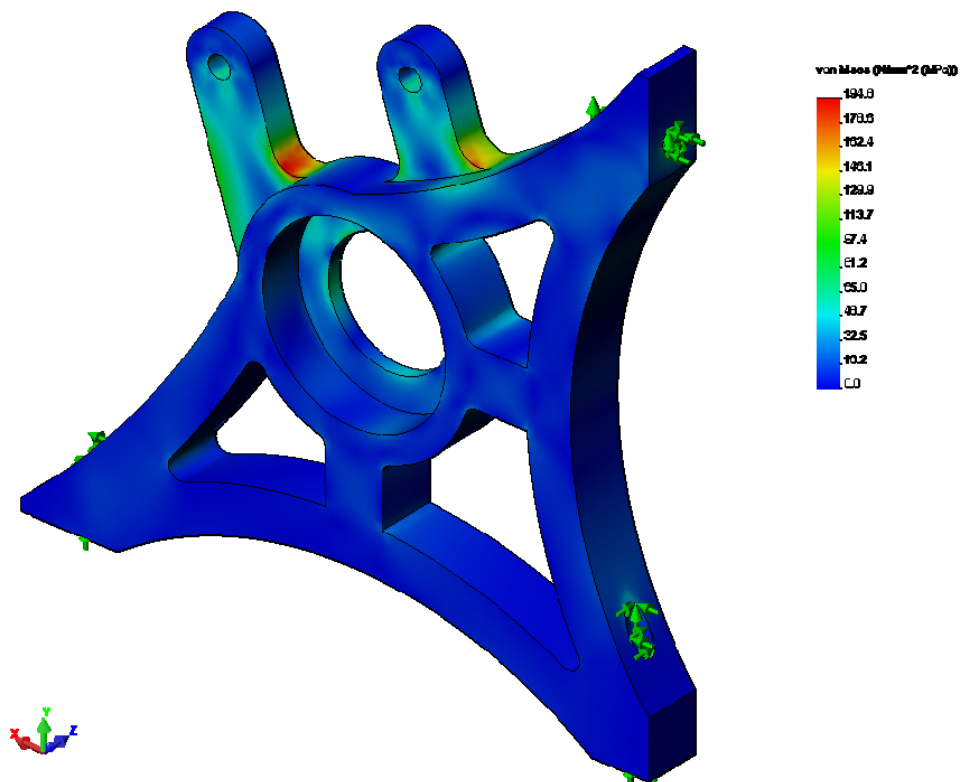


Figura 8.42 – Tensão de *Von Mises* na bancada do diferencial (direita) sujeita à travagem

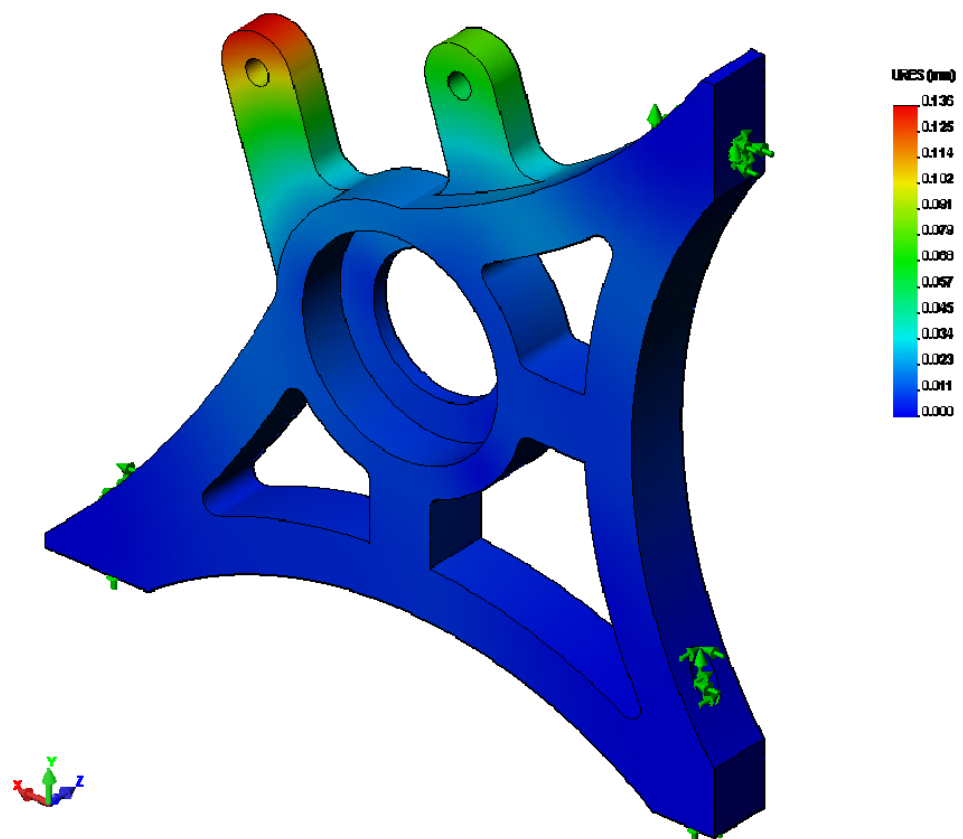


Figura 8.43 – Alongamento da bancada do diferencial (direita) sujeita à travagem

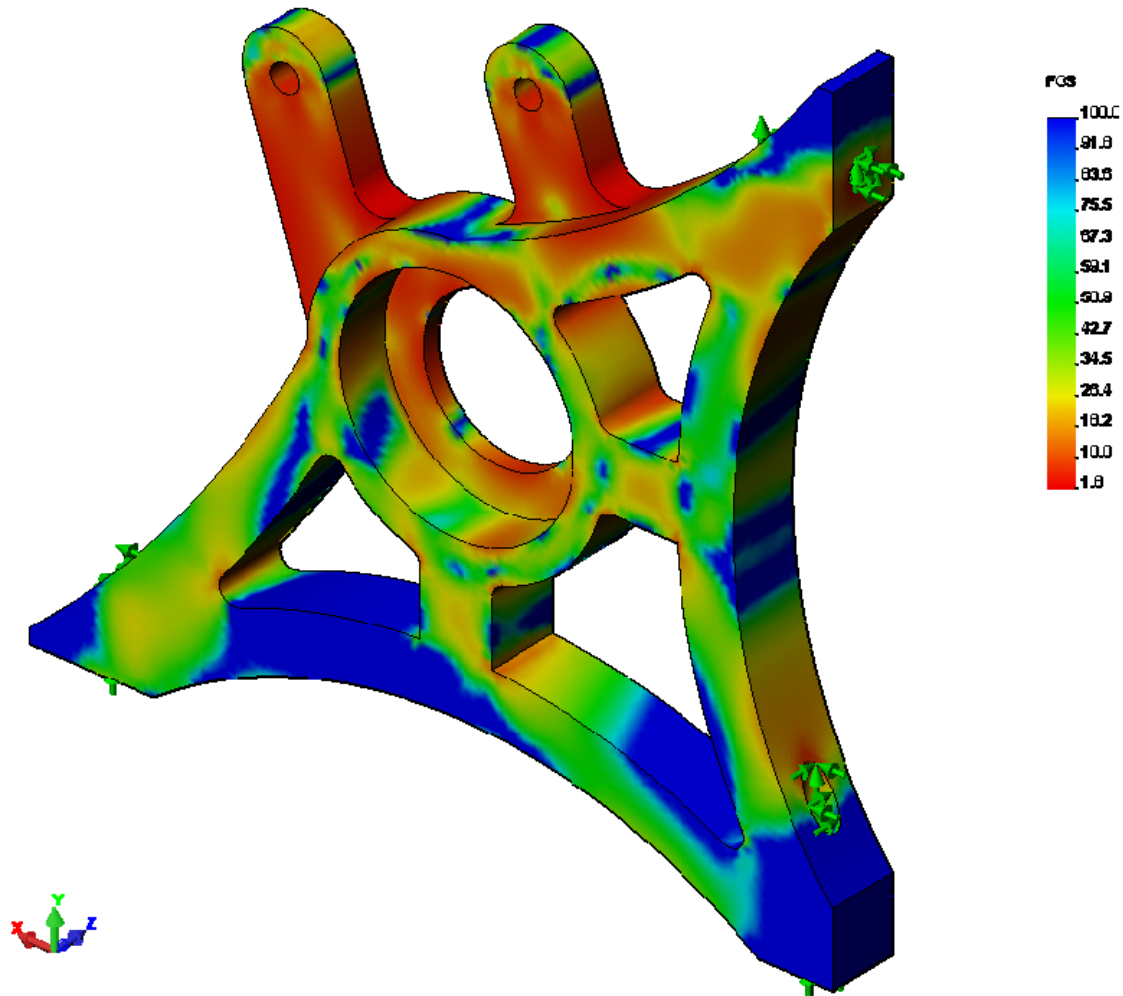


Figura 8.44 – Factor de segurança da bancada do diferencial (direita) estando sujeita à travagem

### 8.5.3 Conclusões dos estudos anteriores

Podemos concluir que a tensão de *Von Mises* máxima é inferior à tensão de cedência do material, e o caso mais desfavorável é quando o veículo trava. O alongamento máximo ocorre na travagem e tem o valor de 0,136 mm. O factor de segurança nesse mesmo caso é de 1,8. Já na aceleração o factor de segurança é de 2,7. Tendo em conta que utilizamos um factor de segurança de 1,5 no carregamento assinalado, este valor é bastante aceitável e podemos afirmar que a peça está bem dimensionada.

## 8.6 Semi-eixos

### 8.6.1 Cálculo analítico dos semi-eixos

#### 8.6.1.1 Diâmetro mínimo do semi-eixo

$$T = 1235,90 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F.S. = 1,5 \rightarrow T = 1853,85 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\tau_{\max} = \tau_{\text{ced}} = 0,6 \cdot \sigma_y$$

Vamos considerar um aço CK45 que para um diâmetro entre  $\phi \in [22\text{mm}; 32\text{mm}]$  tem como características principais.

$$\sigma_y = 515 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{ced}} = 0,6 \cdot 515 = 309 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{ced}} = \frac{M_t \cdot r}{\frac{\pi \cdot r^4}{2}} \Leftrightarrow \tau_{\text{ced}} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot r^3}{2}} \Leftrightarrow 309 \cdot 10^6 = \frac{1853,85 \cdot 2}{\pi \cdot r^3} \Leftrightarrow r = 15,63 \text{ mm}$$

$$d \geq 31,26 \text{ mm}$$

Como o nosso semi-eixo tem de ter um diâmetro igual a 24 mm para cumprir a interligação das peças, este aço não pode ser utilizado.

Vamos então utilizar o aço AISI 4140 que tem como principais características:

$$\sigma_y = 1735 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\text{ced}} = 0,6 \cdot 1735 = 1041 \text{ MPa}$$

$$\tau_{ced} = \frac{M_t \cdot r}{\frac{\pi \cdot r^4}{2}} \Leftrightarrow \tau_{ced} = \frac{M_t}{\frac{\pi \cdot r^3}{2}} \Leftrightarrow 1041 \cdot 10^9 = \frac{1853,85 \cdot 2}{\pi \cdot r^2} \Leftrightarrow r = 10,43 \text{ mm}$$

$$d \geq 20,86 \text{ mm}$$

Este aço, AISI 4140, cumpre o requisito mínimo do diâmetro mínimo do semi-eixo (24mm).

#### 8.6.1.2 Cálculo da tensão de corte na secção de 24mm dos veios

$$T = 1235,90 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$F.S. = 1,5 \rightarrow T = 1853,85 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \tau_{ced} = 0,6 \cdot \sigma_y$$

$$\text{AISI 4140} \left\{ \begin{array}{l} \sigma_y = 1735 \text{ MPa} \\ \tau_{ced} = 0,6 \cdot 1735 = 1041 \text{ MPa} \end{array} \right.$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{M_t \cdot r \cdot F.S.}{\frac{\pi \cdot r^4}{2}} \Leftrightarrow \tau_{m\acute{a}x} = \frac{1235,90 \cdot 1,5}{\frac{\pi \cdot 0,012^3}{2}} \Leftrightarrow \tau_{m\acute{a}x} = 683 \text{ MPa}$$

#### 8.6.1.3 Cálculo analítico das tensões na zona crítica dos semi-eixos

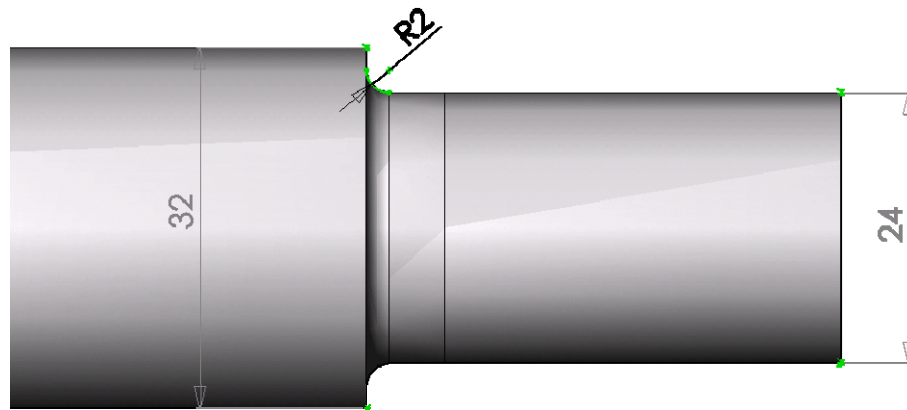


Figura 8.45 – Dimensões do semi-eixo (cortado)

$$\left. \begin{array}{l} M_T = 1853,85 N \cdot m \\ d = 12 \cdot 2 = 24 mm \\ D = 16 \cdot 2 = 32 mm \\ r = 2 \end{array} \right\} \begin{array}{l} \frac{D}{d} = \frac{32}{24} = 1,333 \\ \frac{r}{d} = \frac{2}{24} = 0,0833 \end{array} \left. \vphantom{\begin{array}{l} M_T \\ d \\ D \\ r \end{array}} \right\} \text{pela figura 8.66} \Rightarrow k_{t_{teórico}} = 1,47$$

Pela figura 8.46 retiramos que o factor de sensibilidade “q” é:  $q = 0,97$

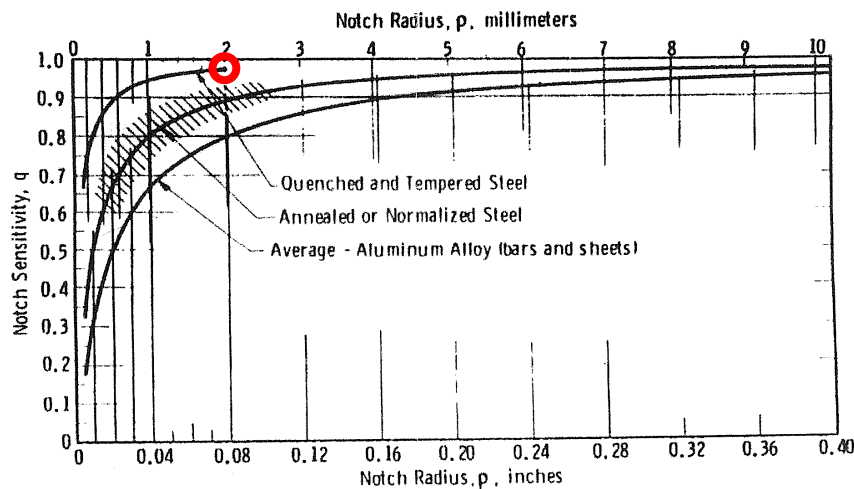


Figura 8.46 – Factor de Sensibilidade

#### 8.6.1.3.1 Factor de concentração de tensões à fadiga

$$k_f = 1 + q \cdot (k_t - 1) \Leftrightarrow k_f = 1 + 0,97 \cdot (1,47 - 1) \Leftrightarrow k_f = 1,4559$$

#### 8.6.1.3.2 Cálculo da tensão de corte

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J} \cdot k_f = \frac{T \cdot r}{\frac{\pi \cdot r^4}{2}} \cdot k_f = \frac{1853,85 \cdot 2}{\pi \cdot 0,012^3} \cdot 1,4559 = 994,36 MPa$$

Como:  $\tau_{ced} = 0,6 \cdot \sigma_y \Leftrightarrow \tau_{ced} = 0,6 \cdot 1735 \Leftrightarrow \tau_{ced} = 1041 MPa$  podemos afirmar que a zona crítica da peça tem tensão de corte inferior à tensão de cedência ao corte.



### 8.6.1.3.3 Cálculo da tensão de equivalente pelo critério de *Von Mises*

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \quad \left| \quad \sigma = 0 \quad \right| \quad \sigma_{eq} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 994,36^2} = 1722,28 \text{ MPa}$$

Então:  $\sigma_{adm} \geq 1722,28 \text{ MPa}$ . Logo o aço AISI 4140 suporta esta tensão, recorde que foi utilizado um factor de segurança de 1,5 nos cálculos anteriores, por isso este valor estar muito próximo do valor de cedência do aço AISI 4140  $\sigma_y = 1735 \text{ MPa}$

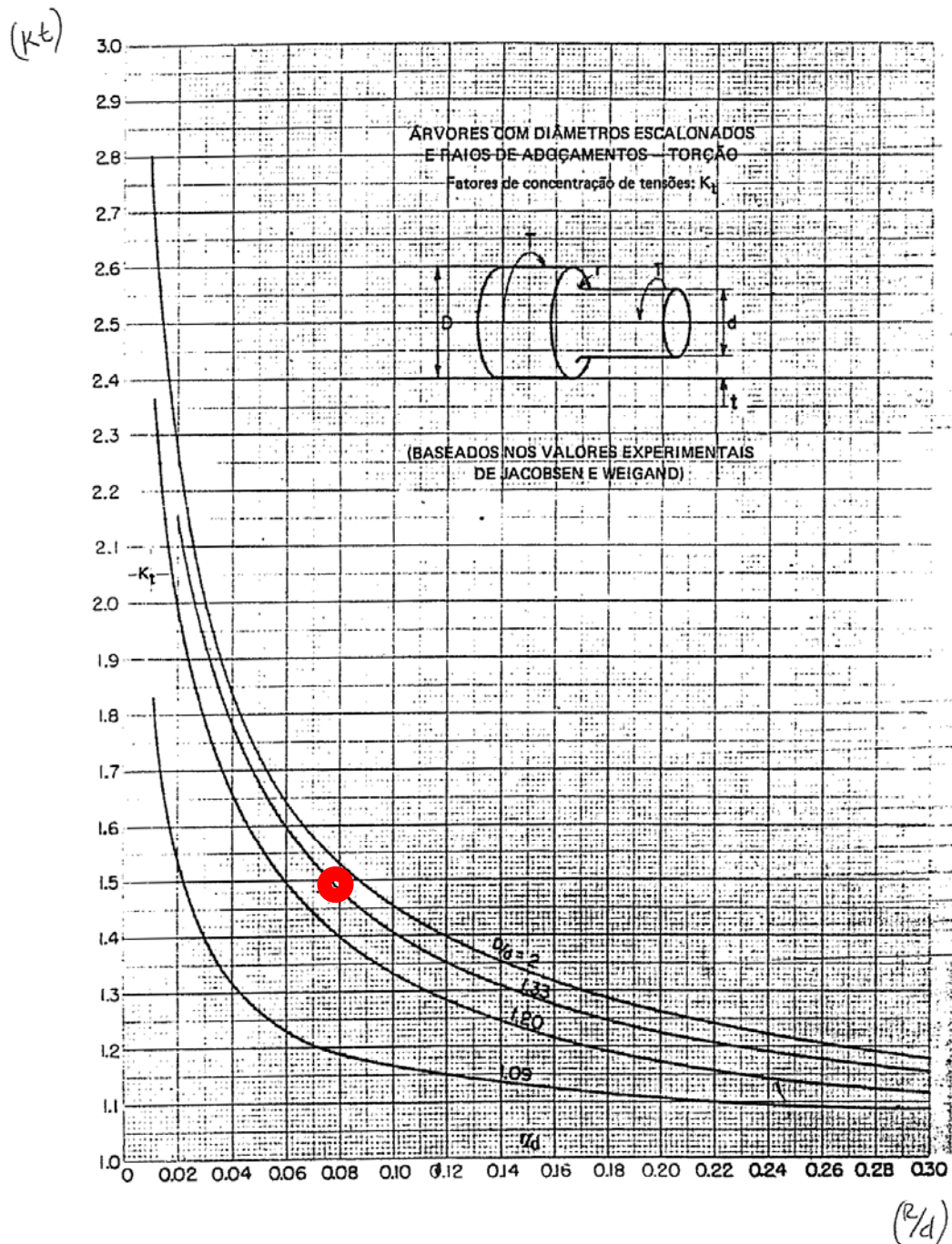


Figura 8.47 – Cálculo do factor de concentração de tensões para veios sujeitos a torção

#### 8.6.1.4 Ângulo de torção máximo elástico dos dois semi-eixos

Como os semi-eixos têm diferentes comprimentos, o ângulo de torção máximo elástico vai ser diferente, pois este depende do comprimento dos semi-eixos.

Dados do semi-eixo esquerdo que é o mais pequeno:

$$\theta_1 = \frac{T \cdot L_1}{J_1 \cdot G}$$

$$J_1 = \frac{\pi \cdot r^4}{2}$$

$$L_1 = 289mm$$

Dados do semi-eixo direito que é o mais comprido:

$$\theta_2 = \frac{T \cdot L_2}{J_2 \cdot G}$$

$$J_2 = \frac{\pi \cdot r^4}{2}$$

$$L_2 = 459mm$$

Para que os ângulos de torção dos dois semi-eixos sejam iguais estes têm de ter raios diferentes, uma vez que estes têm diferentes comprimentos.

Então igualando obtemos:

$$\theta_1 = \theta_2 \Leftrightarrow \frac{T \cdot L_1}{J_1 \cdot G} = \frac{T \cdot L_2}{J_2 \cdot G} \Leftrightarrow \frac{L_1}{\frac{\pi \cdot r_1^4}{2}} = \frac{L_2}{\frac{\pi \cdot r_2^4}{2}} \Leftrightarrow \frac{L_1}{r_1^4} = \frac{L_2}{r_2^4}$$

Sendo esta a relação entre os ângulos de torção:  $\frac{L_1}{r_1^4} = \frac{L_2}{r_2^4}$



Substituindo pelos valores vamos calcular  $r_2$  :

$$\frac{L_1}{r_1^4} = \frac{L_2}{r_2^4} \Leftrightarrow \frac{289}{24^4} = \frac{459}{r_2^4} \Leftrightarrow r_2 = 26,94mm$$

Se se colocar dois semi-eixos com diferentes diâmetros, vamos ter de adaptar diferentes peças de acoplamento às outras ligações. Então o pode-se utilizar o diferencial para compensar esta diferença de ângulos de torção entre os semi-eixos.

## 8.6.2 Estudo estático de elementos finitos no *COSMOSWorks* dos semi-eixos

### 8.6.2.1 Restrições nos dois eixos

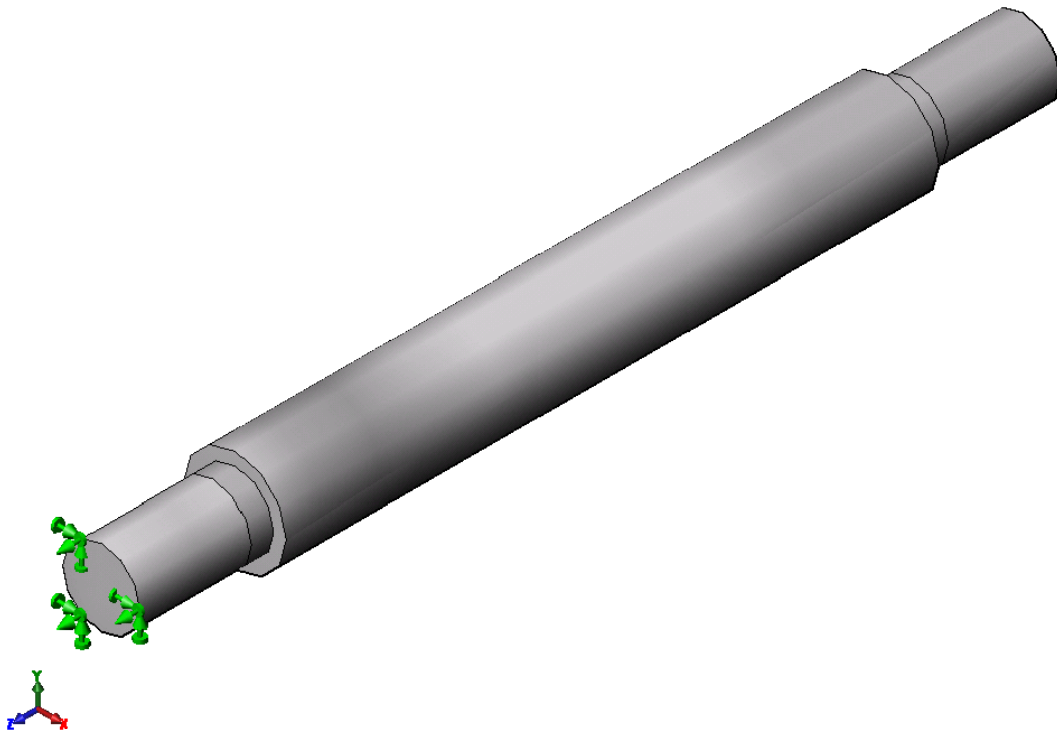


Figura 8.48 – Restrição imóvel na face do semi-eixo

### 8.6.2.2 Forças aplicadas

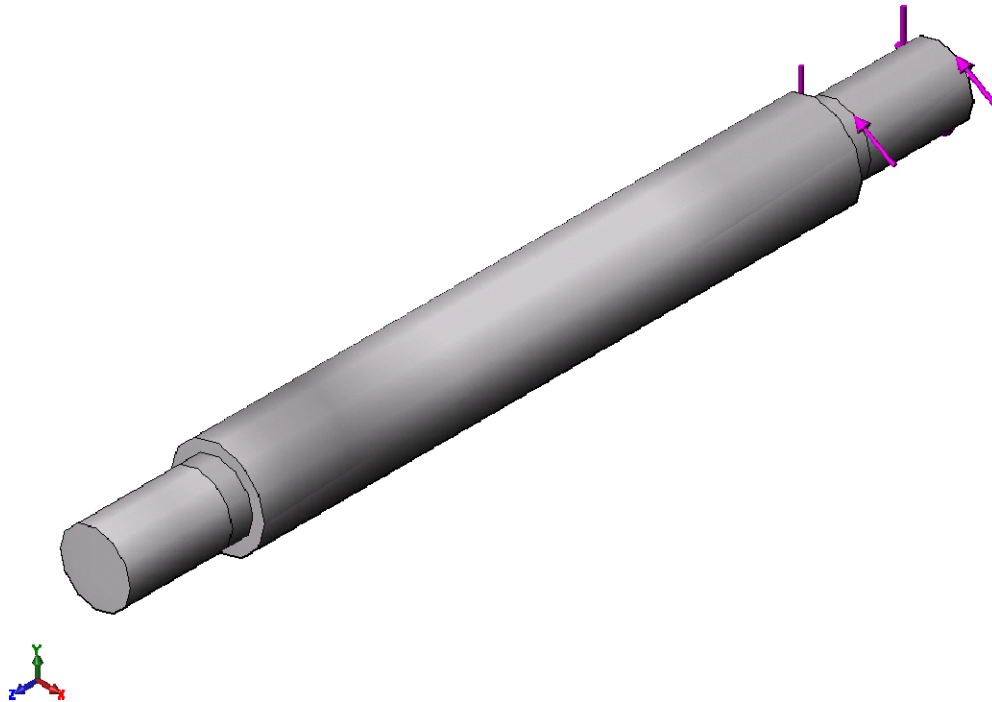


Figura 8.49 – Momento aplicado no eixo (1853,65 N.m)

### 8.6.2.3 Resultados obtidos para o semi-eixo esquerdo L=289 mm

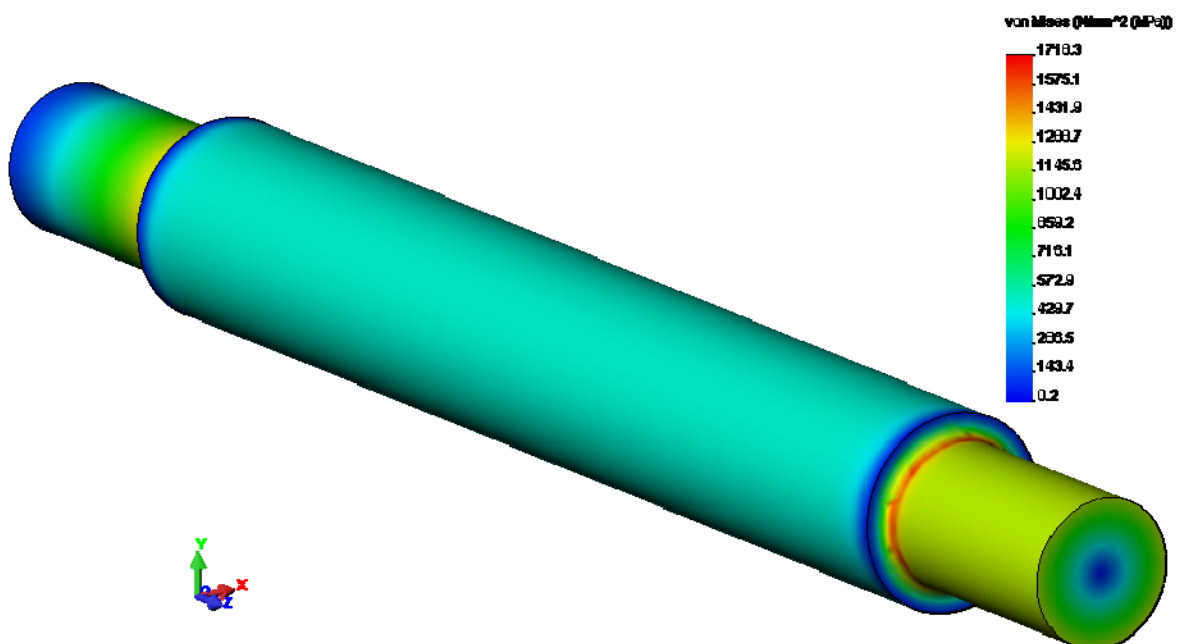


Figura 8.50 – Tensões de *Von Mises* no semi-eixo esquerdo

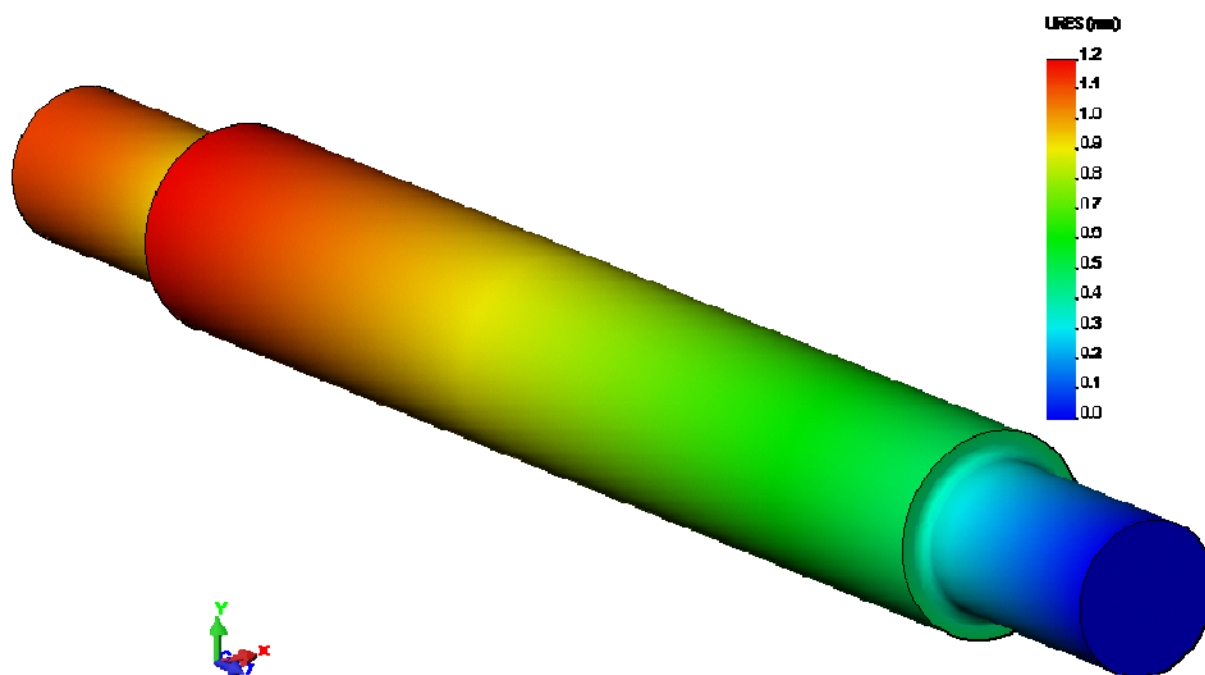


Figura 8.51 – Alongamento no semi-eixo esquerdo

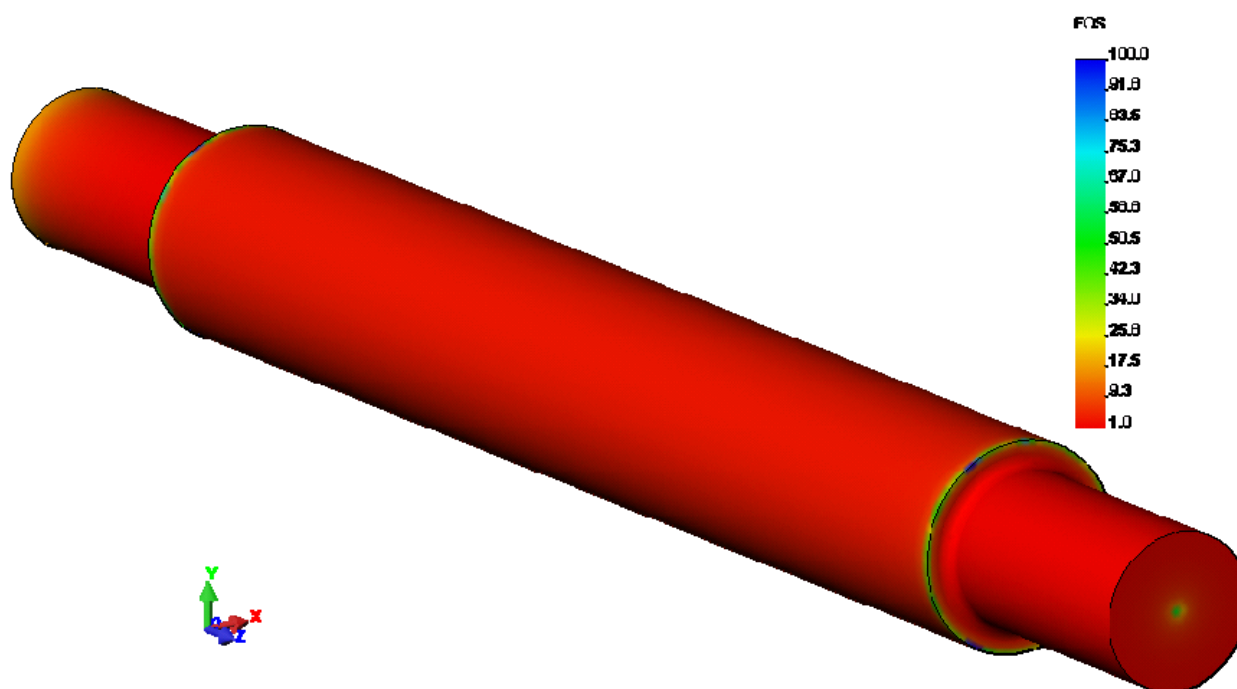


Figura 8.52 – Factor de segurança no semi-eixo esquerdo

#### 8.6.2.4 Resultados obtidos para o semi-eixo direito L=459 mm

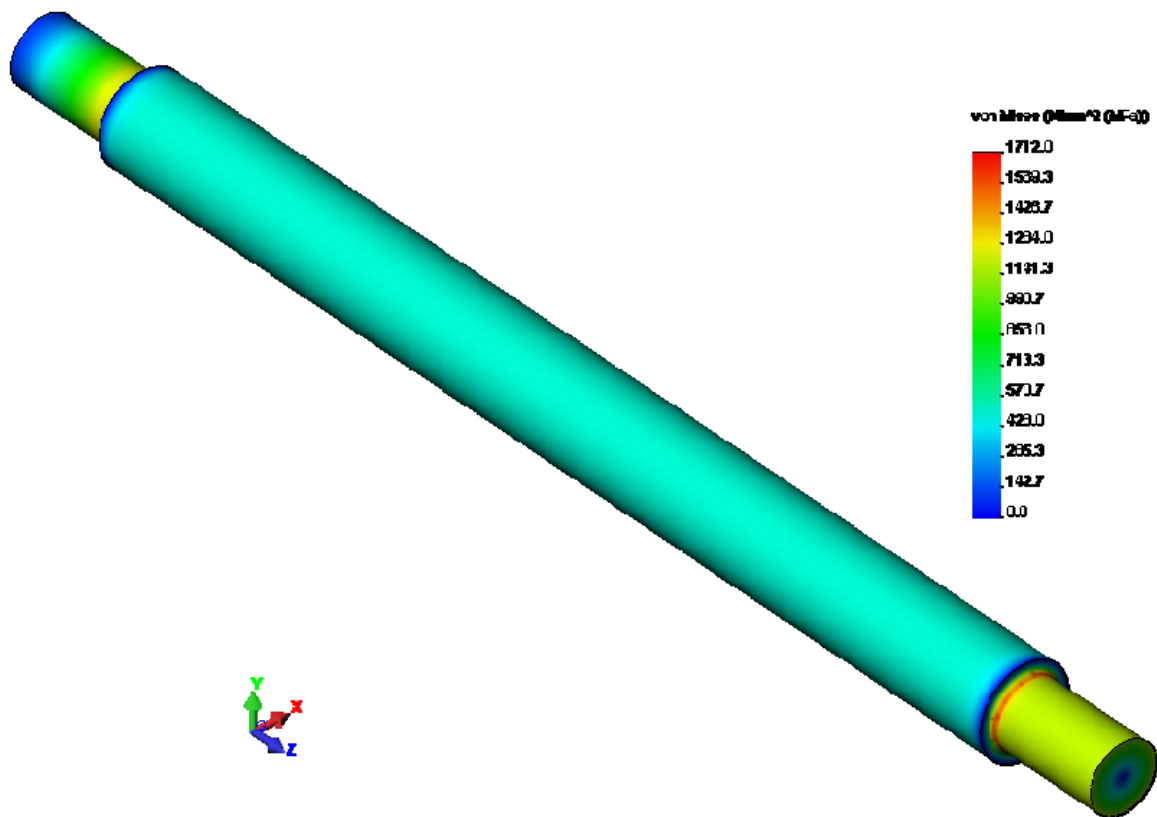


Figura 8.53 – Tensões de *Von Mises* no semi-eixo direito

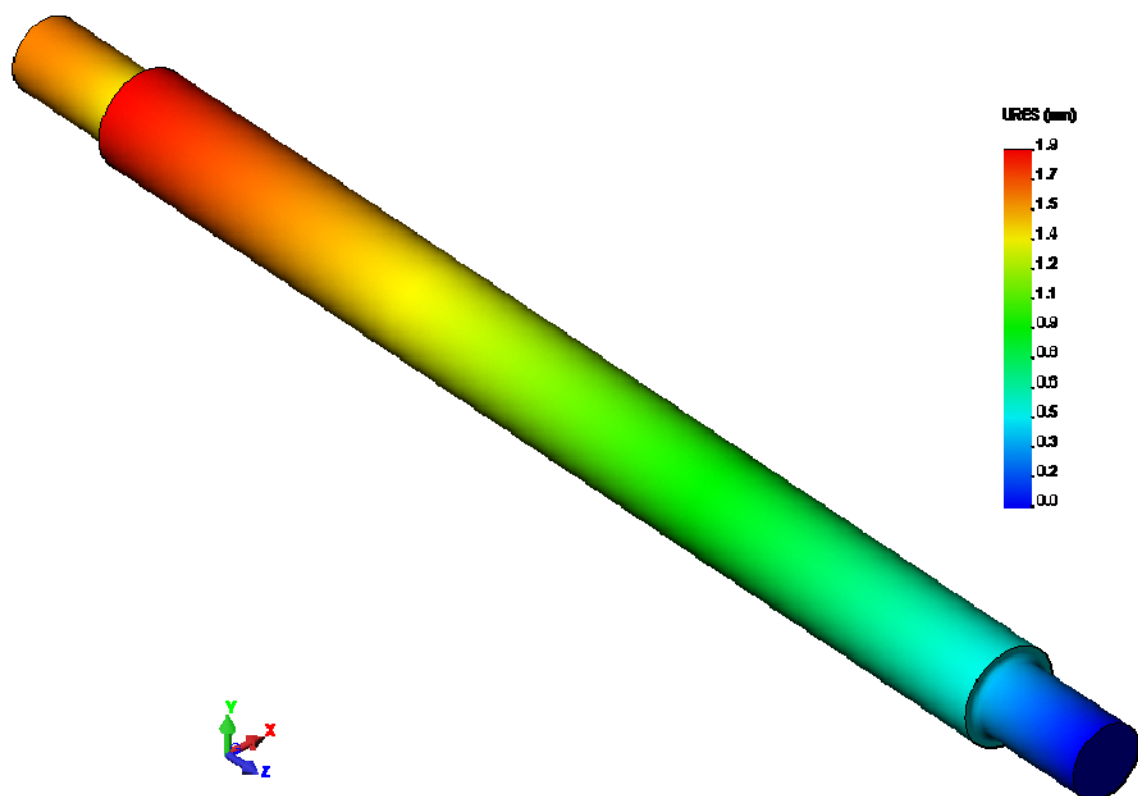


Figura 8.54 – Alongamento no semi-eixo direito

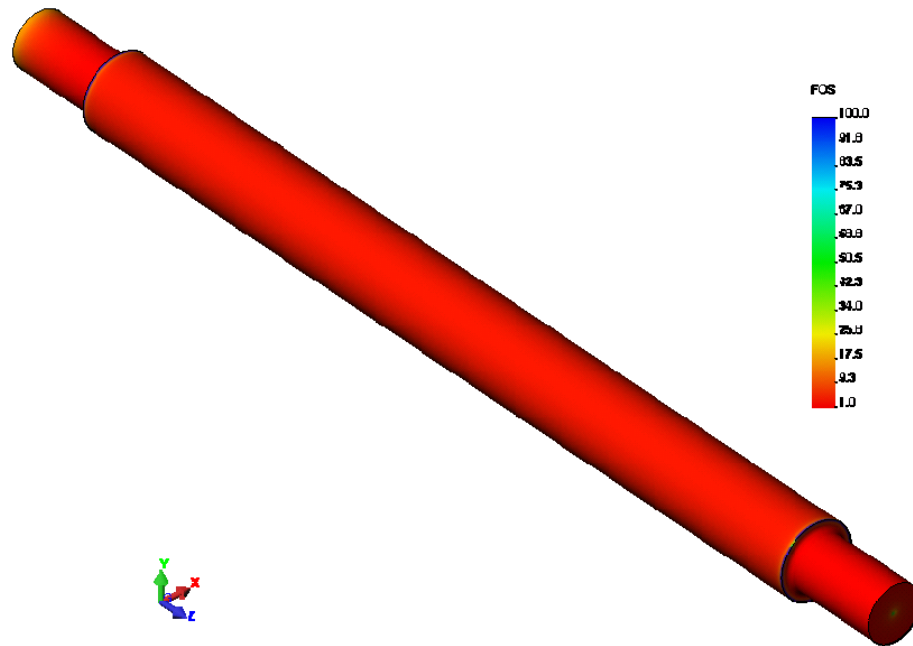


Figura 8.55 – Factor de Segurança no semi-eixo direito

### 8.6.3 Estudo dos semi-eixos à fadiga utilizando a equação de *Haigh-Soderberg*

Equação de *Haigh-Soderberg*:

$$\frac{\sigma_m}{\sigma_y} + k_f \cdot \frac{\sigma_a}{\sigma_{f_0}} = \frac{1}{F.S.}$$

Para a torção a equação fica:

$$\frac{\tau_m}{\tau_y} + k_f \cdot \frac{\tau_a}{\tau_{f_0}} = \frac{1}{F.S.}$$

Com:

$$\tau_m = \frac{\tau_{m\acute{a}x} + \tau_{m\acute{i}n}}{2} \quad \text{e} \quad \tau_a = \frac{\tau_{m\acute{a}x} - \tau_{m\acute{i}n}}{2}$$

$$\tau_y \approx 0,6 \cdot \sigma_y \Leftrightarrow \tau_y \approx 0,6 \cdot 1735 = 1041 \text{ MPa}$$

Vamos utilizar o valor da tensão de corte máxima sem o factor de segurança 1,5.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{T \cdot r}{\frac{\pi \cdot r^4}{2}} = \frac{1235,90 \cdot 2}{\pi \cdot 0,012^3} = 455,32 \text{ MPa}$$

Então podemos calcular a tensão média,  $\tau_m$ , e a amplitude de tensão,  $\tau_a$ . Quanto à razão de tensões  $R = 0$  porque  $\tau_{m\acute{i}n} = 0$

$$\tau_m = \frac{455,32 + 0}{2} = 227,66 \text{ MPa}$$

$$\tau_m = \frac{455,32 - 0}{2} = 227,66 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{f_0'} = 0,6 \cdot 0,5 \cdot \sigma_r$$

$$\tau_{f_0'} = 0,6 \cdot 0,5 \cdot 1965 = 589,5 \text{ MPa}$$

Aplicando a equação obtemos:

$$\frac{227,66}{1041} + 1,4559 \cdot \frac{227,66}{589,5} = \frac{1}{F.S.} \Leftrightarrow F.S. = 1,28$$

Este factor de segurança é para vida infinita, e para calcular outro ponto é necessário conhecer a equação da recta. Esta recta é calculada através da equação  $y = m \cdot x + b$  e com os pontos:

$$x = 1000000; y = 982,5 \text{ MPa} (0,9 \cdot \sigma_r)$$

$$x = 1000; y = 1768,5 \text{ MPa} (0,5 \cdot \sigma_r)$$

Calculamos a equação da recta e obtemos:

$$y = -0,0007867868 \cdot x + 1769,286787$$

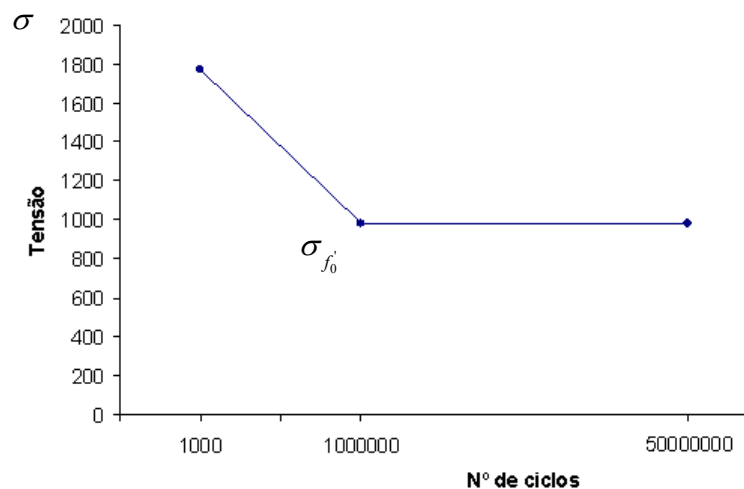


Figura 8.56 - Gráfico S - N para o aço AISI 4140

#### 8.6.4 Conclusões dos estudos anteriores

Podemos concluir que a tensão de *Von Mises* máxima, quer no estudo analítico onde se obteve um valor de 1722MPa, quer no estudo estático do *COSMOSWorks* onde se obteve um valor de 1718,3MPa para o semi-eixo esquerdo, o semi-eixo mais pequeno, e 1712MPa para o semi-eixo direito, o semi-eixo maior, são inferior à tensão de cedência do material que tem o valor de 1735MPa. O alongamento máximo é como esperado no semi-eixo direito, o mais longo onde temos um valor de 1,9 mm, devido ao ângulo de torção que depende do comprimento do semi-eixo e do seu diâmetro. Como os dois semi-eixos têm o mesmo diâmetro, e comprimentos diferentes, vai ter de ser o diferencial a compensar essa diferença. Quanto ao factor de segurança este encontra-se muito próximo de 1, como podemos ver a proximidade dos valores das tensões, mas consideramos o factor de 1,5 para os carregamentos então temos alguma margem de manobra.

No cálculo analítico à fadiga os semi-eixos apresentam vida infinita. Pode-se afirmar que os semi-eixos estão bem dimensionados.

## 8.7 Parafusos

Vamos recordar algumas regras da competição em relação aos parafusos:

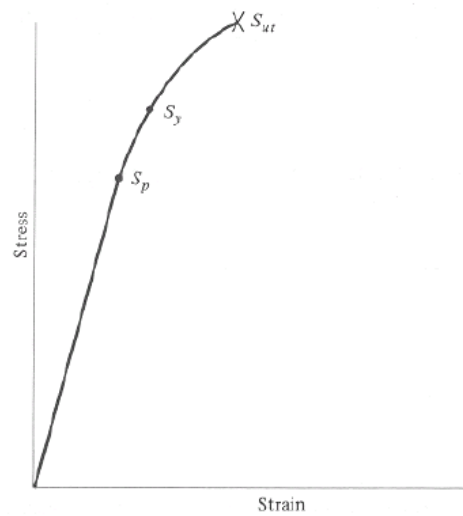
- Todos os parafusos que entrem no sistema de direcção travões, arnês e suspensão tem de corresponder ou exceder a classe métrica 8.8.
- Todos os parafusos e porcas críticos no sistema de direcção, travões arnês e suspensão devem ter sistemas de protecção. Para uma melhor segurança dos pontos de fixação deve-se usar porcas com freio, contra-porca com efeito binário, pino e contra pino. O uso de material mono-componente anaeróbico, tixotrópico, para travar roscas fornecendo resistência à desmontagem (*Loctite®*).

**Tabela 8.1 – Classificação de resistência dos parafusos de classe métrica [1]**

Classe métrica	Gama de dimensões	Tensão de prova [MPa]	Tensão de rotura [MPa]	Tensão de cedência [MPa]	Material	Designação no parafuso
4.6	M5-M36	225	400	240	Aço – Baixo teor de carbono	
4.8	M1,6-M16	310	420	340	Aço – Baixo teor de carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Aço – Baixo teor de carbono	
8.8	M1,6-M36	600	830	660	Aço – Médio teor de carbono TT	
9.8	M1,6-M66	650	900	720	Aço – Médio teor de carbono TT	
10.9	M5-M36	830	1040	940	Aço – Liga de baixo teor de carbono TT	
12.9	M1,6-M36	970	1220	1100	Aço – Liga TT	

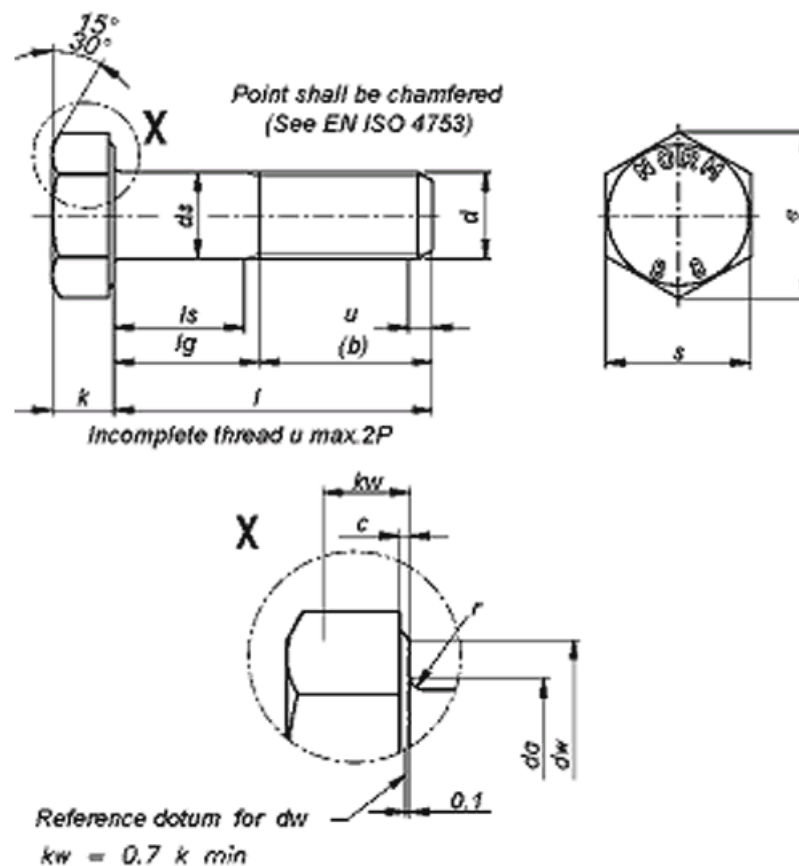
**Nota:** TT – Tratado Termicamente





**Figura 8.57 – Diagrama típico Tensão – Deformação que vai ser utilizado no dimensionamento dos parafusos [3].**

Para ligações amovíveis  $S_p = 0,7 \cdot S_y$  [1] ou seja a tensão admissível é 0,7 da tensão de cedência apresentada na tabela 8.1.



**Figura 8.58 – Características dos Parafusos DIN 931 [11]**

**Tabela 8.2 – Dimensões dos parafusos DIN 931 [11]**

Thread size ( <i>d</i> )			M5	M6	M8	M10	M12	(M14) <sup>5)</sup>	M16	(M18)	M20
<i>p</i> <sup>1)</sup>			0,8	1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5	2,5
<i>b</i> ref.	<sup>2)</sup>		16	18	22	26	30	34	38	42	46
	<sup>3)</sup>		22	24	28	32	36	40	44	48	52
<i>c</i>	max.		0,5	0,5	0,6	0,6	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8
	min.		0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,2	0,2	0,2
<i>d<sub>a</sub></i>	max.		5,7	6,8	9,2	11,2	13,7	15,7	17,7	20,2	22,4
<i>d<sub>s</sub></i>	max.		5	6	8	10	12	14	16	18	20
	min.		4,82	5,82	7,78	9,78	11,73	13,73	15,73	17,73	19,67
<i>d<sub>w</sub></i>	min.		6,9	8,9	11,6	15,6	17,4	20,5	22,5	25,3	28,2
<i>e</i>	min.		8,79	11,05	14,38	18,9	21,1	24,49	26,75	30,14	33,53
<i>k</i>	nom.		3,5	4	5,3	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5
	max.		3,65	4,15	5,45	6,58	7,68	8,98	10,18	11,72	12,72
	min.		3,35	3,85	5,15	6,22	7,32	8,62	9,82	11,28	12,28
<i>k<sub>w</sub></i> <sup>4)</sup>	min.		2,28	2,63	3,54	4,28	5,05	5,96	6,8	7,8	8,5
<i>r</i>	min.		0,2	0,25	0,4	0,4	0,6	0,6	0,6	0,6	0,8
<i>s</i>	nom.=max.		8	10	13	17	19	22	24	27	30
	min.		7,78	9,78	12,73	16,73	18,67	21,67	23,67	26,67	29,67
<i>l</i>			Mass (7,85 kg/dm <sup>3</sup> ) kg per 1000 units approximately								
Nominal Length	min.	max.	M5	M6	M8	M10	M12	(M14)	M16	(M18)	M20
25	24,58	25,42	4,86								
(28)	27,58	28,42	5,25								
30	29,58	30,42	5,64	8,06	16,1						
35	34,5	35,5	6,42	9,13	18,2	31,9	44,6				
40	39,5	40,5	7,2	10,2	20,3	35	49,1				
45	44,5	45,5	7,98	11,3	22,2	38	53,6	76	99		
50	49,5	50,5	8,76	12,3	24,2	41,1	58,1	82	107		
55	54,4	55,6		13,4	25,8	43,8	62,6	88,1	115	151	
60	59,4	60,6		14,4	27,8	46,9	67	94,1	123	161	207
65	64,4	65,6		15,5	29,8	50	70,3	98,8	131	171	219
70	69,4	70,6		16,6	31,8	53,1	74,7	105	139	181	231
(75)	74,4	75,6		17,6	33,7	56,2	79,1	111	147	191	243
80	79,4	80,6		18,7	35,7	59,3	83,6	117	155	200	255
(85)	84,3	85,7		19,8	37,6	62,4	88,1	123	163	210	267
90	89,3	90,7		20,9	39,5	65,5	92,4	127	171	220	279
(95)	94,3	95,7		21,9	41,4	68,6	96,8	133	179	230	291
100	99,3	100,7		23,0	43,3	71,7	101	139	186	240	303
110	109,3	110,7		25,2	47,2	76,6	109	151	202	260	327
120	119,3	120,7		27,3	51,1	82,2	118	164	218	280	351
130	129,2	130,8		29,7	54,1	87,6	125,7	174	230	296	374
140	139,2	140,8		31,8	57,9	93,6	134,4	185	246	316	398
150	149,2	150,8		34,0	61,7	99,6	143	196	262	336	422
160	159,2	160,8							278	356	446
(170)	169,2	170,8							294	376	470
180	179,2	180,8							300	396	494
(190)	189,1	190,9							316	416	519
200	199,1	200,9							332	436	544

<sup>1)</sup> *p*=Pitch of thread

<sup>2)</sup> For lengths *l*<sub>nom</sub> ≤ 125 mm

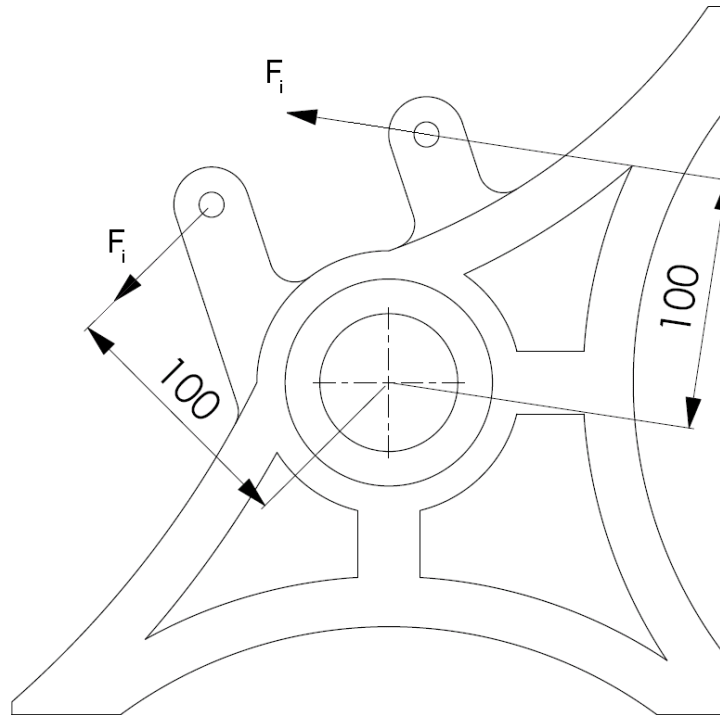
<sup>3)</sup> For lengths 125 mm < *l*<sub>nom</sub> ≤ 200 mm

<sup>4)</sup> *k<sub>w,min</sub>* = 0,7 *k<sub>min</sub>*

<sup>5)</sup> The size in brackets should be avoided if possible

PRODUCTS IN THE GREEN REGION ARE AVAILABLE

### 8.7.1 Dimensionamento dos parafusos de aperto da maxila de travagem na bancada do diferencial



**Figura 8.59 – Forças de corte nos parafusos da bancada do diferencial direita quando a maxila de travão é accionada.**

Condições do dimensionamento:

- Parafusos com diâmetro máximo de 10 mm Classe métrica 8.8 (Condição do projecto do sistema de travagem)
- $N=2$  parafusos (M10x1,25 parafuso passante)
- Momento de travagem é de  $T = 873,5 \text{ N} \cdot \text{m}$

$$r = \frac{100}{2} = 50 \text{ mm} = 0,05 \text{ m}$$

$$F.S. = 1,5 \rightarrow T = 1310,25 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T = F_i \cdot r \rightarrow F_i = \frac{1310,25}{0,050} = 26205 \text{ N}$$

$$A_r = \pi \cdot r^2 = \pi \cdot 5^2 = 78,54 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{F}{N \cdot A_r} = \frac{26205}{2 \cdot 78,54} = 166,83 \text{ Mpa}$$

Cálculo da tensão equivalente utilizando o critério de *Von Mises*

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \text{ e como } \sigma = 0$$

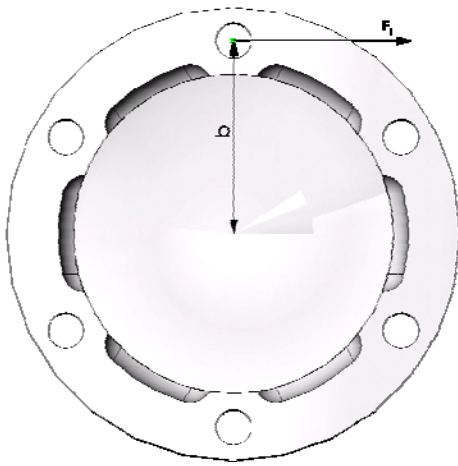
$$\sigma_{eq} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 166,83^2} = 288,96 \text{ MPa}$$

$$\text{Então: } \sigma_{adm} \geq 288,96 \text{ MPa}$$

Podemos dizer que segundo a tabela 8.1 a classe métrica 8.8 tem uma tensão de cedência é de  $660 \text{ MPa}$  e uma tensão admissível de  $0,7 \cdot 660 \text{ MPa} = 462 \text{ MPa}$  [1] pois estes 0,7 é para ligações amovíveis, como podemos ver na figura 8.57. Nos parafusos temos uma tensão admissível inferior à tensão admissível do material. Então estamos em condições de dizer que os parafusos estão bem dimensionados. Quanto aos comprimentos dos parafusos, estes parafusos vão passar pelo suporte da maxila e a bancada do diferencial direita portanto 23 mm somando mais duas anilhas (2 mm cada anilha M10) e a porca com freio de nylon 10 mm (M10). Então o parafuso tem de ter um comprimento superior a 37mm.

Quanto ao momento de aperto máximo dos parafusos M8 da classe métrica 8.8 é de  $26352 \text{ N} \cdot \text{mm}$  este valor encontra-se tabelado [1].

### 8.7.2 Dimensionamento dos parafusos de aperto da flange/manga de eixo e da junta do tipo Lobro



**Figura 8.60 – Força de corte aplicada nos parafusos da flange.**

$N=6$  parafusos (M8x1,25)

$$T = 1235,90 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$r = \frac{86}{2} = 43 \text{ mm}$$

$$F.S. = 1,5 \rightarrow T = 1853,85 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T = F_i \cdot r \rightarrow F_i = \frac{1853,85}{0,043} = 43112,80 \text{ N}$$

$$A_r = 32,8 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{F}{N \cdot A_r} = \frac{43112,80}{6 \cdot 32,8} = 219 \text{ Mpa}$$

Cálculo da tensão equivalente utilizando o critério de *Von Mises*

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

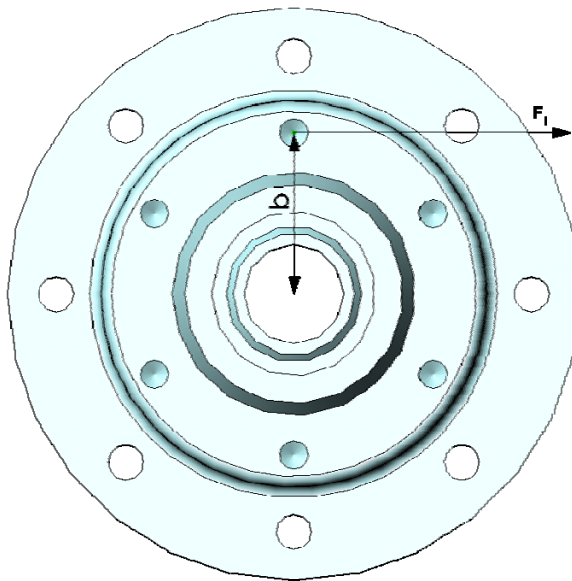
$$\sigma = 0$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 219^2} = 379,32 \text{ MPa}$$

$$\text{Então: } \sigma_{adm} \geq 379,32 \text{ MPa}$$

Podemos dizer que segundo a tabela 8.1 a classe métrica 8.8 tem uma tensão de cedência é de  $660 \text{ MPa}$  e uma tensão admissível de  $0,7 \cdot 660 \text{ MPa} = 462 \text{ MPa}$  [1]. Esta tensão admissível do material é superior à tensão admissível em cada um dos nossos parafusos, então estamos em condições de dizer que os parafusos estão bem dimensionados. Quanto aos comprimentos dos parafusos, estes parafusos vão passar pela junta do tipo *Lobro* com 32 mm de espessura e apertar a flange passando ainda por uma anilha (1,6 mm de espessura - M8). Os parafusos têm de ter pelo menos 47,6 mm. Quanto ao momento de aperto máximo dos parafusos M8 da classe métrica 8.8 é de  $26352 \text{ N} \cdot \text{mm}$  este valor encontra-se tabelado [1].

### 8.7.3 Dimensionamento dos parafusos de aperto do disco de travão e o diferencial *Quaife*



**Figura 8.61 – Força de corte aplicada nos parafusos, quando o sistema de travagem é actuado.**

$N=6$  parafusos (M8x1,25)

$$T = 873,5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$r = \frac{90}{2} = 45 \text{ mm}$$

$$F.S. = 1,5 \rightarrow T = 1310,25 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T = F_i \cdot r \rightarrow F_i = \frac{1310,25}{0,045} = 29116,67 \text{ N}$$

$$A_r = 32,8 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{F}{N \cdot A_r} = \frac{29116,67}{6 \cdot 32,8} = 147,95 \text{ Mpa}$$

Cálculo da tensão equivalente utilizando o critério de *Von Mises*

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma = 0$$

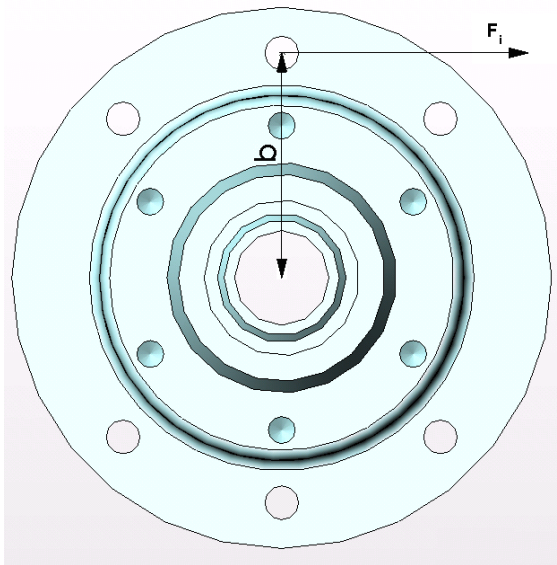
$$\sigma_{adm} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 147,95^2} = 256,26 \text{ MPa}$$

$$\text{Então: } \sigma_{adm} \geq 256,26 \text{ MPa}$$

Podemos dizer mais uma vez que a tensão admissível em cada parafuso não ultrapassa a tensão admissível da classe métrica 8.8 de 462MPa. Então estamos em condições de dizer que os parafusos estão bem dimensionados. Quanto aos comprimentos dos parafusos, estes parafusos vão passar pelo disco de travão e apertar no diferencial passando ainda por uma anilha (1,6 mm de espessura M8). Os parafusos têm de ter pelo menos 27 mm.

Quanto ao momento de aperto máximo dos parafusos M8 da classe métrica 8.8 é de  $26352 \text{ N} \cdot \text{mm}$  este valor encontra-se tabelado [1].

#### 8.7.4 Dimensionamento dos parafusos de aperto da polia movida ao diferencial *Quaife*.



**Figura 8.62** – Força de corte aplicada nos parafusos quando o motor actua a roda dentada e transmite o binário para o diferencial.

$$N=6 \text{ parafusos (M10x1,5)}$$

$$T = 1235,9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$r = 66,5 \text{ mm}$$

$$F.S. = 1,5 \rightarrow T = 1853,85 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$T = F_i \cdot r \rightarrow F_i = \frac{1853,85}{0,0665} = 27877,44 \text{ N}$$

$$A_r = 58 \text{ mm}^2$$

$$\tau = \frac{F}{N \cdot A_r} = \frac{27877,44}{6 \cdot 58} = 80,11 \text{ MPa}$$

Cálculo da tensão equivalente utilizando o critério de *Von Mises*

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma = 0$$

$$\sigma_{adm} = \sqrt{0^2 + 3 \cdot 80,11^2} = 138,75 \text{ MPa}$$

$$\text{Então: } \sigma_{adm} \geq 138,75 \text{ MPa}$$

Podemos dizer mais uma vez que a tensão admissível em cada parafuso não ultrapassa a tensão de admissível da classe métrica 8.8. Então estamos em condições de dizer que os parafusos estão bem dimensionados. Quanto aos comprimentos dos parafusos, estes parafusos vão passar pela polia movida e o diferencial, sendo apertado com uma porca com freio de nylon com espessura de 14mm. Vamos utilizar duas anilhas M14 com espessura de 2,5 mm. Então o parafuso M14x1,5 tem de ter mais de 30,3 mm. Quanto ao momento de aperto máximo dos parafusos M10 da classe métrica 8.8 é de  $52200 \text{ N} \cdot \text{mm}$  este valor encontra-se tabelado [1].

### 8.7.5 Dimensionamento dos parafusos de aperto da bancada do diferencial direita

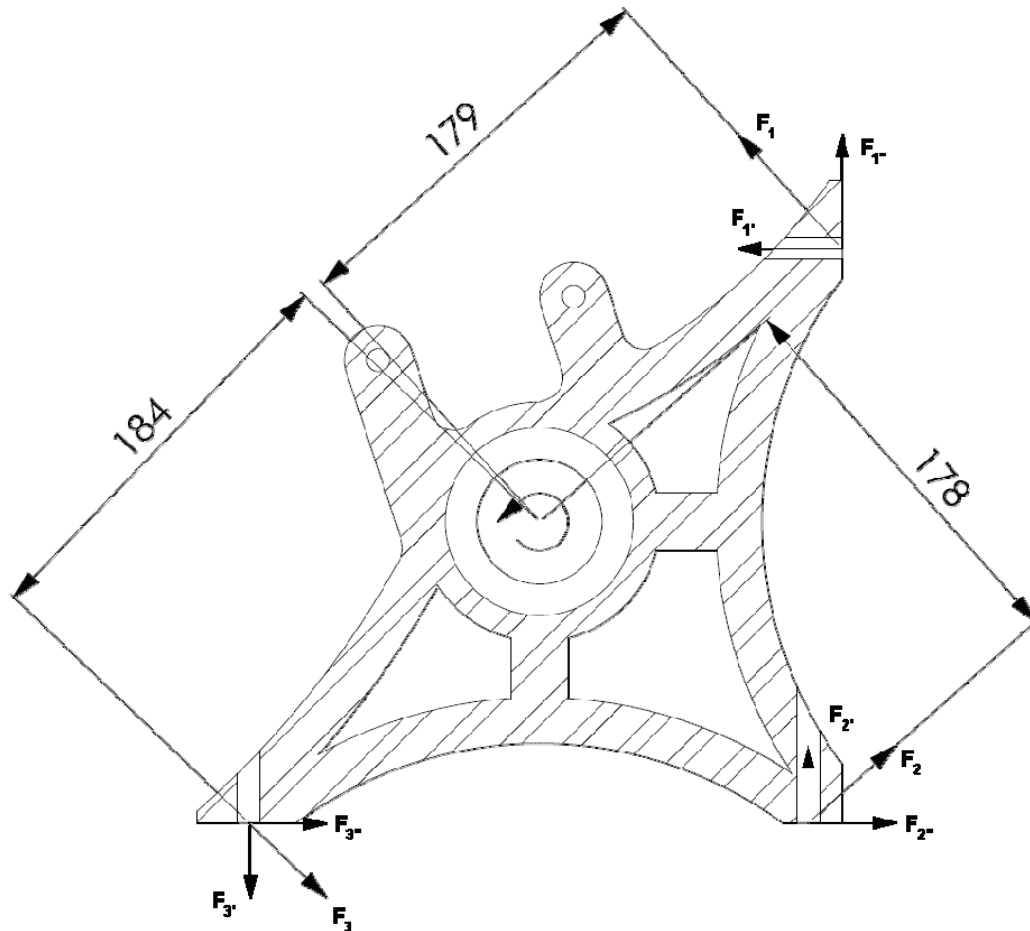


Figura 8.63 – Forças de corte,  $F_i''$ , e força de tração,  $F_i'$ , na bancada do diferencial direita

$N=3$  parafusos

$$T = 1235,90 \text{ N} \cdot m$$

$$F.S. = 1,5 \rightarrow T = 1853,85 \text{ N} \cdot m$$

$$F_1 = \frac{309}{0,179} = 1726,26 \text{ N} \rightarrow F_1' = F_1'' = 1726,26 \cdot \sin(45^\circ) = 1220,65 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{309}{0,184} = 1679,35 \text{ N} \rightarrow F_2' = F_2'' = 1679,35 \cdot \sin(45^\circ) = 1187,48 \text{ N}$$

Como temos três parafusos em cada apoio, o momento vai distribuir-se pelos seis parafusos e vamos ter forças de corte e de tração/compressão, em cada bancada então:

$$T = \frac{1853,85}{6} = 309 \text{ N} \cdot m$$



$$F_3 = \frac{309}{0,177} = 1745,76N \quad \rightarrow \quad F'_3 = F''_3 = 1745,76 \cdot \sin(45^\circ) = 1234,44N$$

Parafusos a escolher:

$M_8 \begin{cases} A_r = 32,8mm^2 \\ A_T = 36,6mm^2 \end{cases}; p = 1,25$	$M_{10} \begin{cases} A_r = 52,3mm^2 \\ A_T = 58mm^2 \end{cases}; p = 1,5$	$M_{12} \begin{cases} A_r = 76,3mm^2 \\ A_T = 84,3mm^2 \end{cases}; p = 1,75$
--	--	---

Vamos escolher o parafuso M10x1,5 uma vez são uns parafusos intermédios e tem uma secção resistente 40% superior ao parafuso M8x1,25.

$\tau_1 = \frac{1220,65}{52,3} = 23,34Mpa$	$\tau_2 = \frac{1187,48}{52,3} = 22,71Mpa$	$\tau_2 = \frac{1234,44}{52,3} = 23,60Mpa$
$\sigma_1 = \frac{1220,65}{58} = 21,06Mpa$	$\sigma_2 = \frac{1187,48}{58} = 20,47Mpa$	$\sigma_2 = \frac{1234,44}{58} = 21,28Mpa$

Cálculo da tensão equivalente utilizando o critério de *Von Mises*:

$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$	$\sigma_{eq_1} = \sqrt{21,06^2 + 3 \cdot 23,34^2} = 45,58MPa$
$\sigma_{eq_2} = \sqrt{20,47^2 + 3 \cdot 22,71^2} = 44,34MPa$	$\sigma_{eq_3} = \sqrt{21,28^2 + 3 \cdot 23,60^2} = 46,08MPa$

Então:  $\sigma_{adm} \geq 46,08MPa$

Momento de aperto máximo

$$T = C \cdot d \cdot F_i \quad [1] \quad \text{com } C \rightarrow \text{coeficiente de atrito} \approx 0,2 \quad [1]$$

$$T = 0,2 \cdot 10 \cdot 1234,44 = 2468,88N \cdot mm$$

Este valor encontra-se abaixo do valor momento de aperto máximo dos parafusos de classe métrica 8.8 que é de  $52200N \cdot mm$ .

### 8.7.6 Dimensionamento dos parafusos de aperto da bancada do diferencial esquerda

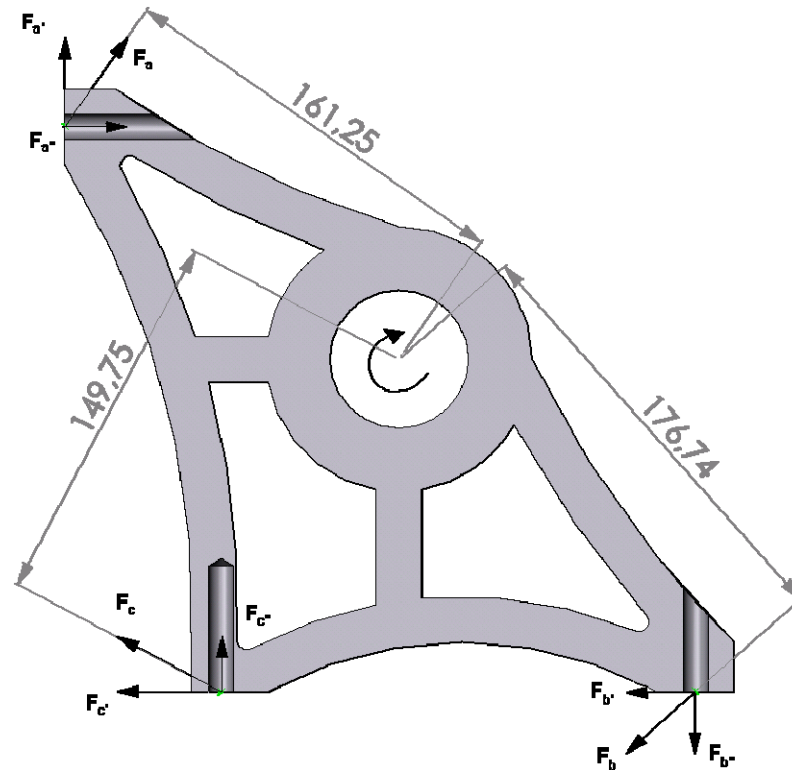


Figura 8.64 – Forças de corte,  $F'$ , e forças de tracção na bancada do diferencial esquerda

$N=3$  parafusos na bancada do diferencial esquerda

$$T = 309 \text{ N} \cdot m$$

$$F_a = \frac{309}{0,16125} = 1916,28 \text{ N} \quad \rightarrow \quad F_1' = F_1'' = 1916,28 \cdot \sin(45^\circ) = 1355,02 \text{ N}$$

$$F_b = \frac{309}{0,17674} = 1748,33 \text{ N} \quad \rightarrow \quad F_2' = F_2'' = 1748,33 \cdot \sin(45^\circ) = 1236,26 \text{ N}$$

$$F_3 = \frac{309}{0,14975} = 2063,44 \text{ N} \quad \rightarrow \quad F_3' = F_3'' = 2063,44 \cdot \sin(45^\circ) = 1459,07 \text{ N}$$

Recordando que o parafuso é  $M_{10}$   $\begin{cases} A_r = 52,3 \text{ mm}^2 \\ A_T = 58 \text{ mm}^2 \end{cases}$  ;  $p = 1,5$

$$\begin{array}{|l|l|l|} \tau_a = \frac{1355,02}{52,3} = 25,91 \text{ Mpa} & \tau_b = \frac{1236,26}{52,3} = 23,64 \text{ Mpa} & \tau_c = \frac{1459,07}{52,3} = 27,90 \text{ Mpa} \\ \sigma_a = \frac{1355,02}{58} = 23,36 \text{ Mpa} & \sigma_b = \frac{1236,26}{58} = 21,31 \text{ Mpa} & \sigma_c = \frac{1459,07}{58} = 25,16 \text{ Mpa} \end{array}$$

Cálculo da tensão equivalente utilizando o critério de *Von Mises*

$$\begin{aligned} \sigma_{eq} &= \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \\ \sigma_{eq_a} &= \sqrt{23,36^2 + 3 \cdot 25,91^2} = 50,59 \text{ MPa} \\ \sigma_{eq_b} &= \sqrt{21,31^2 + 3 \cdot 23,64^2} = 46,16 \text{ MPa} \\ \sigma_{eq_c} &= \sqrt{25,16^2 + 3 \cdot 27,90^2} = 54,48 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Então:  $\sigma_{adm} \geq 54,48 \text{ MPa}$ . Como os valores das tensões são muito reduzidos, comparando com os casos anteriores, é desnecessária a utilização de um parafuso com a classe métrica 8.8. Podemos utilizar uma classe métrica com um baixo teor de carbono que é o parafuso de classe métrica 4.6 com  $\sigma_y = 240 \text{ MPa}$ . Mas por uma questão de segurança, vamos utilizar a classe métrica 5.8 que tem uma tensão de cedência superior à classe métrica 4.6 de  $\sigma_y = 420 \text{ MPa}$ . Estes parafusos vão atravessar um apoio que está soldado ao chassis um horizontal e outro vertical que tem 5 mm de espessura.

Os parafusos das duas bancadas têm um comprimento de 45 mm e são montados com uma anilha em cada parafuso de 2 mm de espessura.

Momento de aperto máximo

$$T = C \cdot d \cdot F_i \quad [1] \quad \text{com } C \rightarrow \text{coeficiente de atrito} \approx 0,2 \quad [1]$$

$$T = 0,2 \cdot 10 \cdot 1459,07 = 2918,14 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Este valor encontra-se abaixo do valor momento de aperto máximo dos parafusos de classe métrica 8.8 que é de  $52200 \text{ N} \cdot \text{mm}$ .

## 8.8 Porcas DIN 985

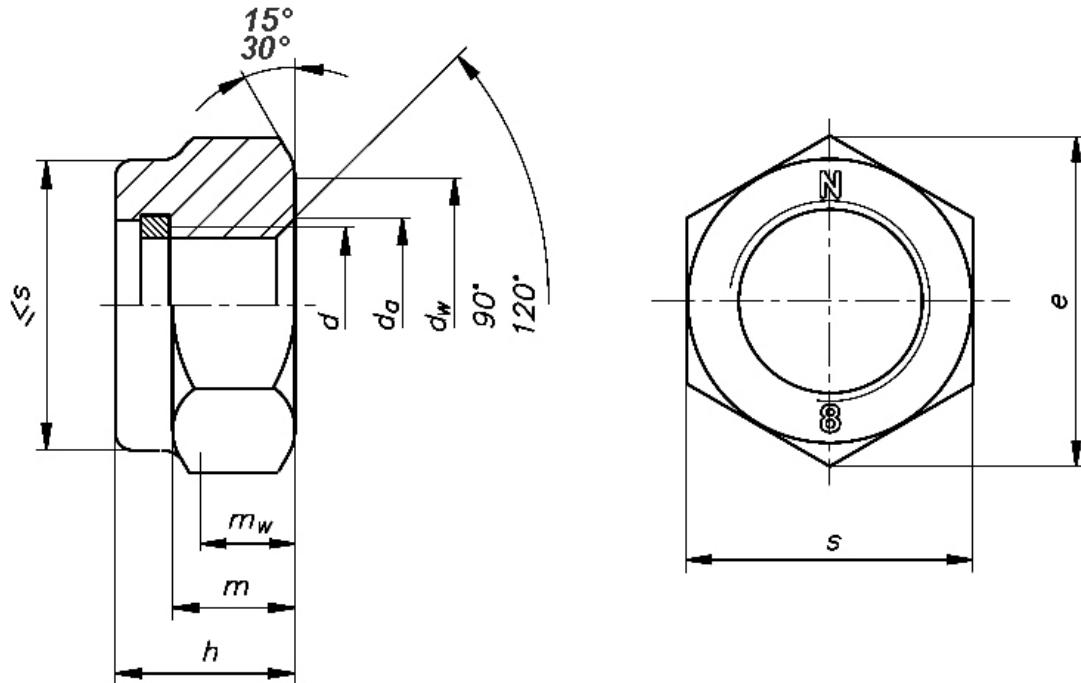


Figura 8.65 – Porcas DIN 985 [35]

Tabela 8.3 – Características das porcas DIN 985 escolhidas anteriormente [35]

Thread size	(d)	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18
	(d x p)	--	M8 X 1	M10 X 1	M12 X 1,5	M14 X 1,5	M16 X 1,5	M18 X 2
		--	--	M10 X 1,25	M12 X 1,25	--	--	M18 X 1,5
$p$		1	1,25	1,5	1,75	2	2	2,5
$d_a$	max.	6,75	8,75	10,8	13	15,1	17,3	19,5
	min.	6	8	10	12	14	16	18
$d_w$	min.	8,9	11,6	15,6	17,4	20,5	22,5	24,9
$e$	min.	11,05	14,38	18,9	21,1	24,49	26,75	29,56
$h$	nom.=max.	6	8	10	12	14	16	18,5
	min.	5,7	7,64	9,64	11,57	13,3	15,3	17,66
$m$	min.	4	5,5	6,5	8	9,5	10,5	13
$m_w$	min.	3,3	4,4	5,5	6,6	7,7	8,8	9,9
$s$	nom.=max.	10	13	17	19	22	24	27
	min.	9,78	12,73	16,73	18,67	21,67	23,67	26,16
Approximate mass of 1000 pieces in kg		2,4	5,1	10,6	17,2	26	34	45
AVAILABLE [ Cl. 6, 8, 10 ] ( for M14 , Cl. 10 / for M16 and M18 , Cl. 8 and 10 are not available )								

## 8.9 Anilhas DIN 125

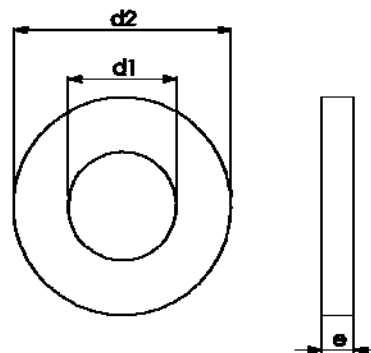


Figura 8.66 – Anilhas segundo a norma DIN 125 [10].

Diâmetro nominal	d1	d2	h	Peças / kg Aço
M 3	3,2	7	0,5	8370
M 4	4,3	9	0,8	3240
M 5	5,3	10	1	2250
M 6	6,4	12	1,6	880
M 8	8,4	17	1,6	466
M 10	10,5	21	2	248
M 12	13	24	2,5	160
M 14	15	28	2,5	116
M 16	17	30	3	94
M 18	19	34	3	68
M 20	21	37	3	58
M 22	23	39	3	55
M 24	25	44	4	31
M 27	28	50	4	24
M 30	31	56	4	19
M 33	34	60	5	13
M 36	37	66	5	11
M 39	40	72	6	7
M 42	43	78	7	5,5
M 45	46	85	7	4,5
M 48	50	92	8	3,4
M 52	54	98	8	3

Tabela 8.4 – Dimensões das anilhas segundo a norma DIN 125 e o seu diâmetro nominal [10].

## 8.10 Rolamentos

### 8.10.1 Erros na Montagem/Manutenção dos Rolamentos

Os rolamentos quando mal colocados sofrem frequentemente mais desgaste e deixam de realizar o trabalho deles na vida útil para o qual foram projectados. Normalmente uma montagem incorrecta é responsável por cerca de 16% de todas as falhas prematuras dos rolamentos, ou devido a impactos fortes na montagem ou aquecimento de forma defeituosa, quando a montagem é efectuada a quente, pois para uma perfeita montagem existem métodos mecânicos, hidráulicos ou térmicos.



**Figura 8.67 – Montagem deficiente**



**Figura 8.68 – Lubrificação inadequada**



**Figura 8.69 – Falha por contaminação**

Outro dos problemas é a falhas por deficiência de lubrificação que é responsável por 36% das falhas prematuras que são causadas por especificação incorrecta e aplicação inadequada de lubrificante, ocorrendo falha muito antes de atingir o fim da sua vida útil. Sendo muito frequente pois estes componentes normalmente menos acessíveis. Os rolamentos com vedação permanente, uma vez montados, são isentos de manutenção.

Outro dos problemas é a contaminação pois o rolamento é um componente de precisão que não funcionará eficazmente a menos que, tanto ele como os seus lubrificantes, estejam isentos de contaminação. E, visto que as variantes dos rolamentos com vedação permanente são responsáveis por apenas uma pequena proporção de todos os rolamentos em uso, sendo responsável por 14% das falhas.

No caso de as máquinas estarem sobrecarregadas, tenham manutenção inadequada ou não tenham apoio, os rolamentos sofrem as consequências, resultando em 34% de todas as falhas prematuras por fadiga nos rolamentos.

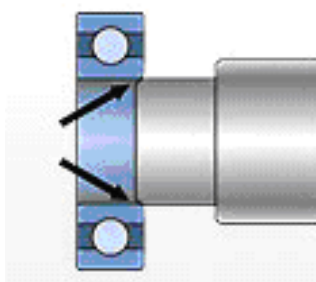
No nosso caso temos a montagem de rolamentos em eixos cilíndricos que vão ser montados a frio devemos tomar muito cuidado para garantir que as forças de montagem sejam aplicadas no anel com ajuste fixo, pois poderão ocorrer danos e consequentemente falhas do rolamento se a força de montagem for transmitida aos corpos rolantes, danificando a pista do rolamento



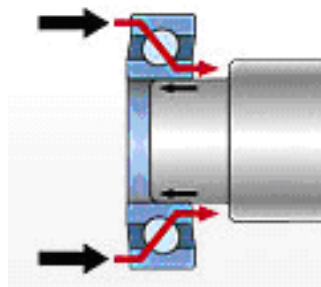
**Figura 8.70 – Falha por fadiga**

### 8.10.2 Montagem Correcta dos Rolamentos

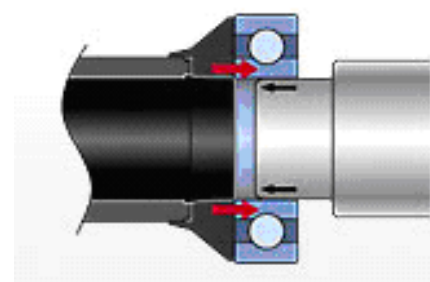
O meio correcto de minimizar a possibilidade de danos à pista do rolamento é a utilização das ferramentas pressionando o rolamento todo por igual como mostra na figura 8.73. Essas ferramentas permitem que as forças de montagem sejam aplicadas eficaz e uniformemente ao componente de ajuste fixo, dessa forma evitando danificar a pista do rolamento.



**Figura 8.71 – Ajuste fixo do eixo**



**Figura 8.72 – Distribuição desigual das forças podendo provocar danos nas pistas**



**Figura 8.73 – Montagem correcta do rolamento**

### 8.10.3 Dimensionamento dos Rolamentos do Diferencial

Quanto aos rolamentos que vamos utilizar na bancada do diferencial estes são limitados pelo diferencial e apenas vamos ter esforços radiais, uma vez que o eixo não transmite qualquer esforço axial no diferencial. Para este tipo de carregamento o rolamento mais adequado e económico é o rolamento de esferas. Existe uma limitação que é o diâmetro interno do rolamento que tem de cumprir a cota especificada e tolerânciada no desenho do diferencial e dependendo da escolha do rolamento iremos obter a cota das bancadas do diferencial onde o diâmetro exterior do rolamento vai encaixar.

Então as principais características que o rolamento é:

- Diâmetro interior de 38,1 mm
- Velocidade de rotação máxima 1429,51 RPM
- Momento torsor máximo de 1235,90 N.m

Consultando o catálogo, apenas existiam dois rolamentos com um diâmetro interior de 38,1 mm com a tolerância do diferencial e o que apresentavam características semelhantes e ambos eram boas opções. Então optei por escolher o rolamento mais compacto ou seja com menor diâmetro exterior.

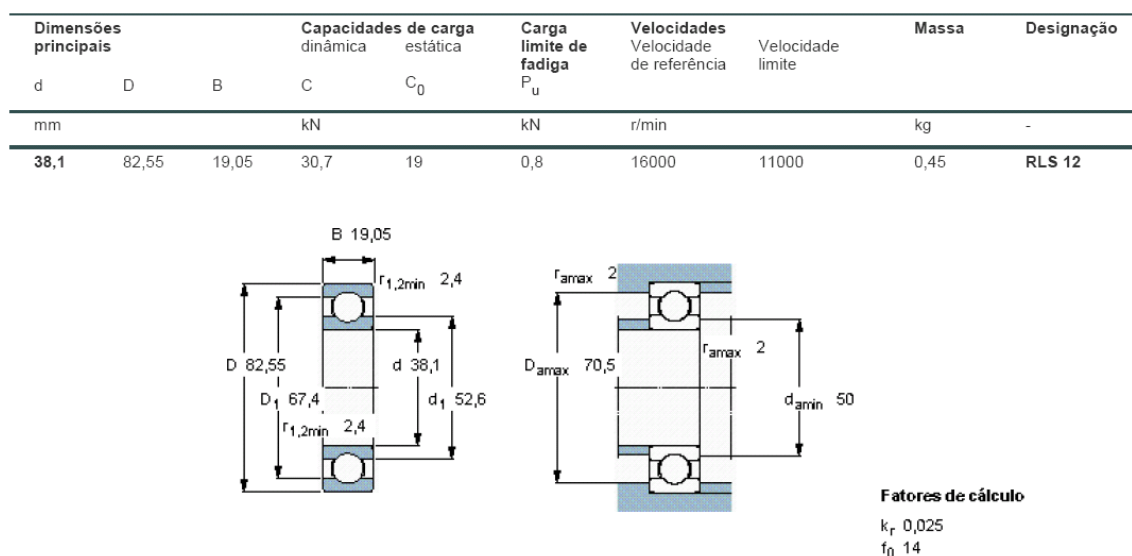
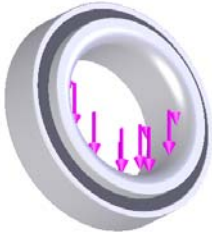



Figura 8.74 – Características do rolamento escolhido



### 8.10.3.1 Esforços aplicados aos rolamentos do diferencial

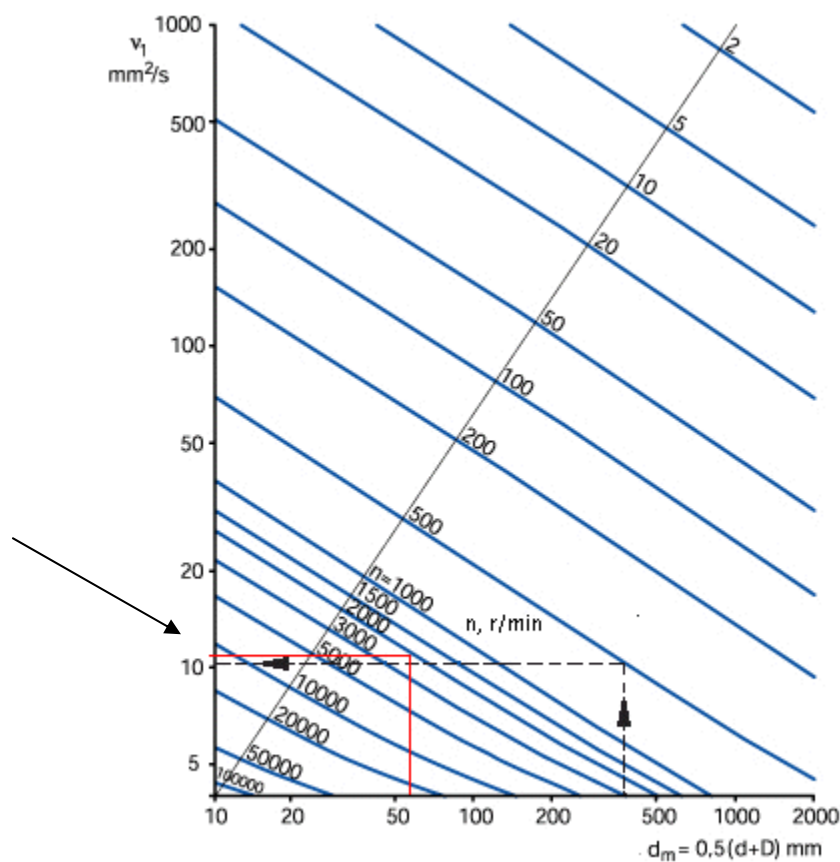
Tabela 8.5 – Cargas que actuam nos rolamentos do diferencial.

Tipo de carga	Representação	Carga por rolamento
<b>Peso estático do diferencial e transmissão</b>		<p>Diferencial 5,5 Kg</p> <p>Corrente + parafusos (1,2409kg +0,5kg)</p> <p>FS= 1,5</p> <p><math>F = 106,5 \text{ N}</math> (temos de dividir por dois rolamentos)</p>
<b>Aceleração (Binário máximo transmitido à roda)</b>		<p>Binário máximo transmitido ao diferencial = 1235,90 N.m</p> <p>Assumindo que o diferencial está parado e que o binário é aplicado ao máximo no interior do rolamento vamos ter a força máxima de:</p> $M = F \times R_{\text{interno rolamento}}$ $1235,9 = F \times \frac{0,381}{2}$ $F = 6487,66 \text{ N}$ <p>Logo: <math>F = 6487,66 \text{ N}</math></p> <p>Como temos dois rolamentos</p> $F_{\text{em cada rolamento}} = \frac{6487,66}{2} = 3243,83 \text{ N}$ <p>Aplicando o factor de segurança de 1,5</p> $F_{\text{em cada rolamento}} = 3243,83 \cdot 1,5 = 4865,745 \text{ N}$

Estes rolamentos não está sujeito a nenhuma força axial, uma vez que os semi-eixo não estão fixos, podendo mover-se na direcção axial ao rolamento. Então a força radial num rolamento é:

$$F_{r\text{rolamento}} = 4865,745 + \frac{106,5}{2} = 4919N$$

### 8.10.3.2 Vida Nominal Ajustada dos Rolamentos do Diferencial



**Figura 8.75 – Estimativa da viscosidade cinemática mínima na temperatura de funcionamento.**

Com:

$\eta_c$  - Factor de contaminação

$d$  - Diâmetro interno do rolamento, mm

$D$  - Diâmetro externo do rolamento, mm

$\nu$  - Viscosidade cinemática operacional,  
 $\text{mm}^2/\text{s}$

$L_{10}$  - Vida nominal básica, milhões de  
revoluções

$L_{10h}$  - Vida nominal básica, horas

$C$  - Capacidade normal de carga dinâmica,  
kN

$P_u$  - Limite de carga de fadiga, kN

$P$  - Carga dinâmica equivalente do  
rolamento, kN

$L_{10mh}$  - Vida nominal da SKF, horas

$n$  - Rotação, r/min

$\nu_1$  - Viscosidade cinemática requerida,  
 $\text{mm}^2/\text{s}$

$k$  - Relação de viscosidade  $\nu/\nu_1$

$L_{10m}$  - Vida nominal da SKF com 90% de  
confiança, milhões de revoluções

$a_{SKF}$  - Factor SKF



Imprimir

#### Vida do rolamento

Todo cuidado foi tomado para assegurar a precisão deste cálculo mas nenhuma responsabilidade será aceiteada por qualquer perda ou dano direta, indiretamente ou resultante do uso dos cálculo.

Consulte a seção "Vida nominal da SKF"

Selecionar $\eta_c$	Rolamento	RLS 12
<input type="text" value="0.9"/>	d, mm	<input type="text" value="38.1"/>
	D, mm	<input type="text" value="82.55"/>
	C, kN	<input type="text" value="30.7"/>
	$P_u$ , kN	<input type="text" value="0.8"/>
	P, kN	<input type="text" value="4.97"/>
	n, r/min	<input type="text" value="2144"/>
	$\nu$ , $\text{mm}^2/\text{s}$	<input type="text" value="11"/>

	$L_{10}$	<input type="text" value="240"/>	$L_{10h}$	<input type="text" value="1830"/>	
$k$	<input type="text" value="1.05"/>				
$\nu_1$	<input type="text" value="10.5"/>				
$a_{SKF}$	<input type="text" value="3.33"/>	$L_{10m}$	<input type="text" value="790"/>	$L_{10mh}$	<input type="text" value="6100"/>

Método  $a_{23}$  antigo para comparação

$a_{23}$	<input type="text" value="1.03"/>	$L_{10a}$	<input type="text" value="240"/>	$L_{10ah}$	<input type="text" value="1890"/>
----------	-----------------------------------	-----------	----------------------------------	------------	-----------------------------------

Para rolamentos lubrificados com graxa, verifique a vida da graxa.

Consulte a seção "Lubrificação com graxa"

Para um cálculo de dois rolamentos em um eixo, veja o programa "SKF Bearing Select"

Para o cálculo do fator da contaminação  $\eta_c$ , veja o programa "SKF Bearing Select"

**Figura 8.76 - Vida nominal ajustada obtida através do software disponível na página da SKF [24]**

Analisando os resultados do Software da SKF, disponível no site deles, podemos concluir que o rolamento tem uma vida nominal ajustada de 240 milhões de revoluções para uma fiabilidade de 90 %.

## 8.11 Juntas do tipo *Lobro*

A escolha efectuada recaiu pelas juntas do tipo Lobro, uma vez que as juntas do tipo *tripod* não funcionam para certas amplitudes da transmissão. O veículo apresenta já um ângulo elevado do semi-eixo, pois a roda do veículo é muito grande e a corrente não pode atravessar uma das barras do chassis por questões de segurança. Então a única solução é utilizar as juntas do tipo Lobro que funcionam até ângulos inferiores a  $58^\circ$ .

O estudo da junta do tipo Lobro não foi feito pois o fabricante garante a resistência destas peças. São necessárias quatro juntas do tipo *Lobro* para o sistema de transmissão do veículo duas juntas por cada semi-eixo. Estas peças garantem a transmissão entre a flange e o semi-eixo e entre o semi-eixo e a manga de eixos. São utilizados parafusos para apertar a junta à flange e à manga de eixos respectivamente. Esta junta garante deslocamentos longitudinais e angulares, permitindo que o sistema de suspensão traseiro funcione na perfeição, sem ocorrerem falhas.

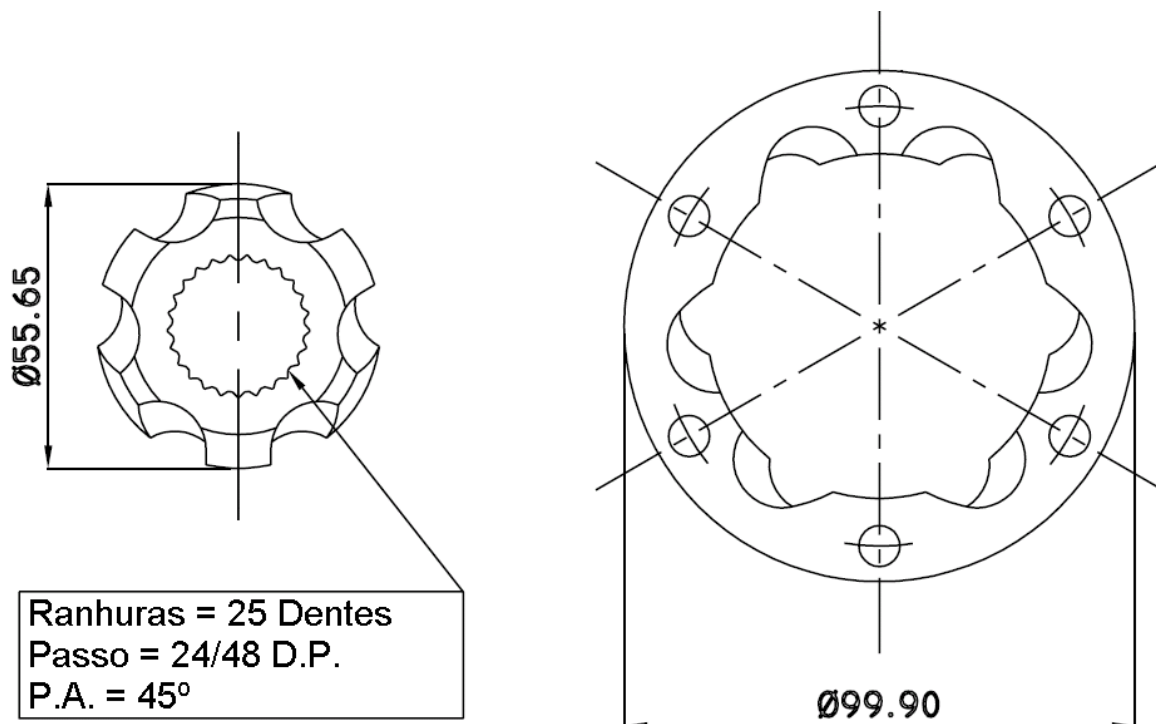


Figura 8.77 – Principais características da junta do tipo *Lobro*

## 8.12 Suporte das bancadas do diferencial

Foram utilizadas três chapas soldadas ao chassis, feitas do mesmo material que este e com 5 mm de espessura para suportar a bancada do diferencial, permitindo a sua montagem. Estes suportes estão situados na base do chassis atrás, permitindo o aperto das bancadas do diferencial como podemos verificar na figura 8.78. Estes suportes têm de ser soldados ao chassis.

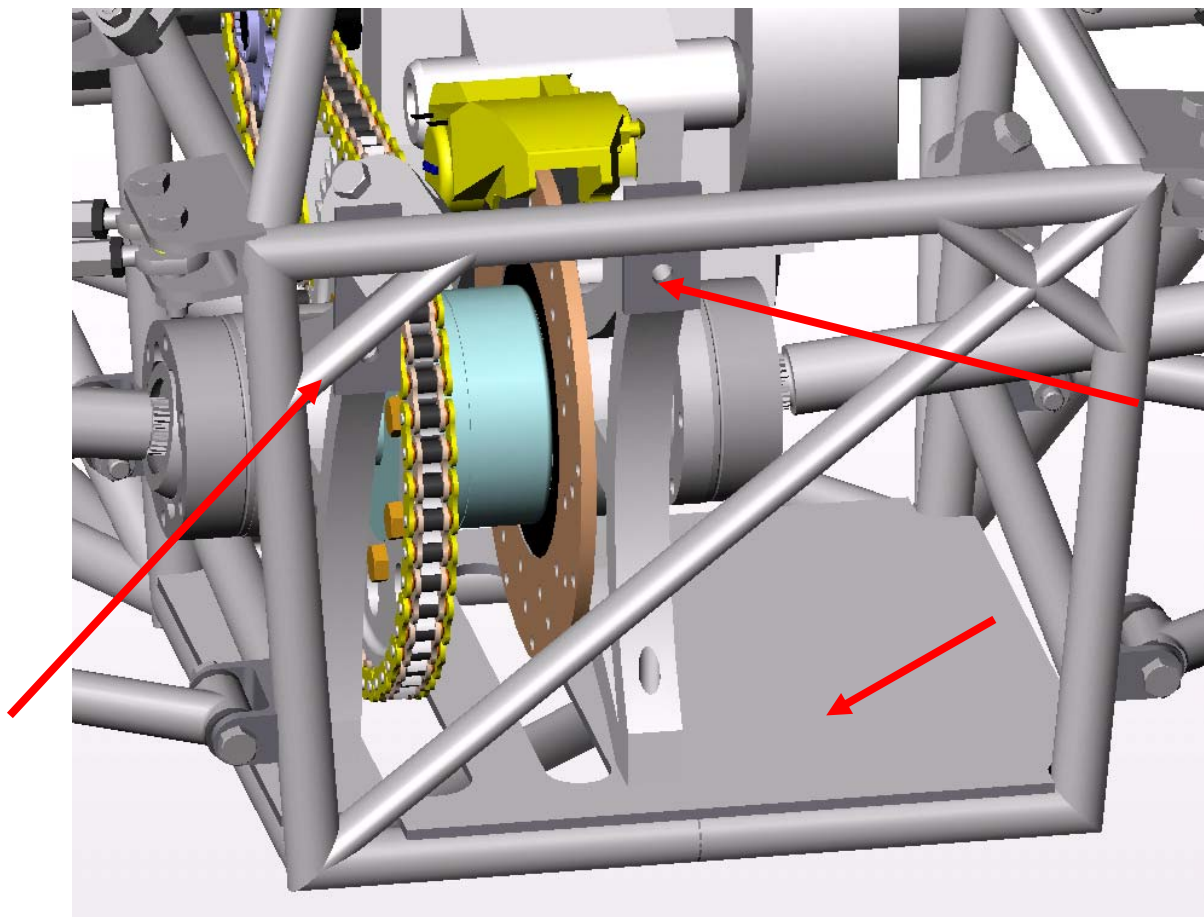


Figura 8.78 – Suportes das bancadas do diferencial

## 9 Imagens do sistema de Transmissão no Veículo e Lista de Componentes e Preços

### 9.1 Imagens do sistema de Transmissão no Veículo

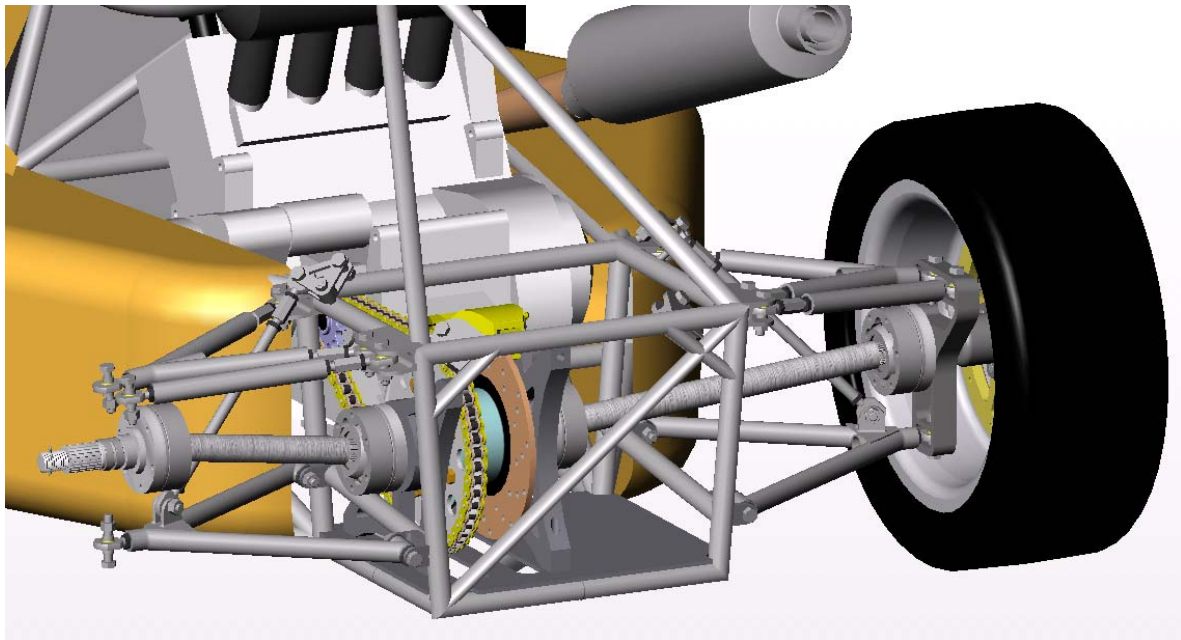


Figura 9.1 – Sistema de transmissão montado no veículo vista isométrica

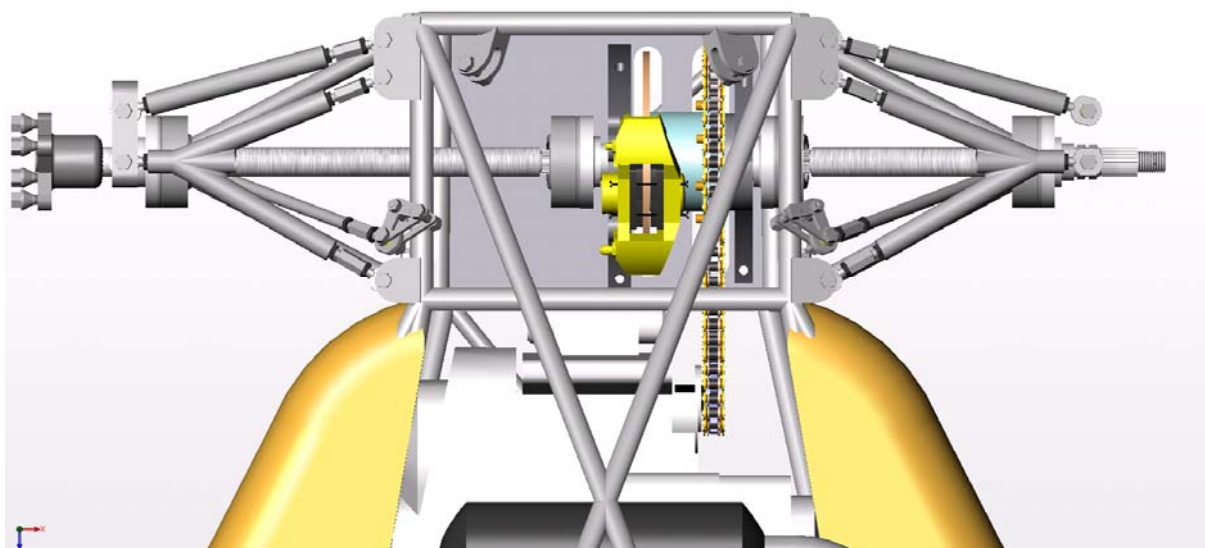
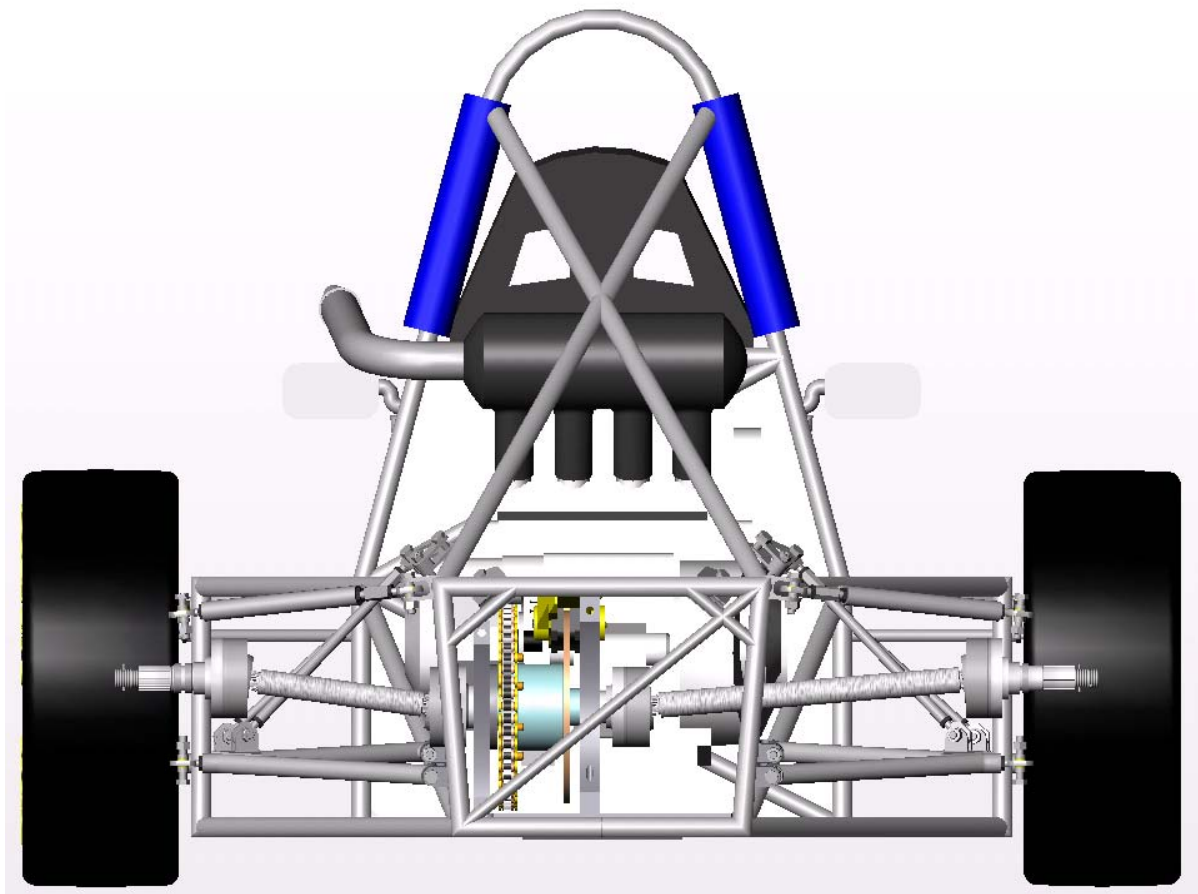
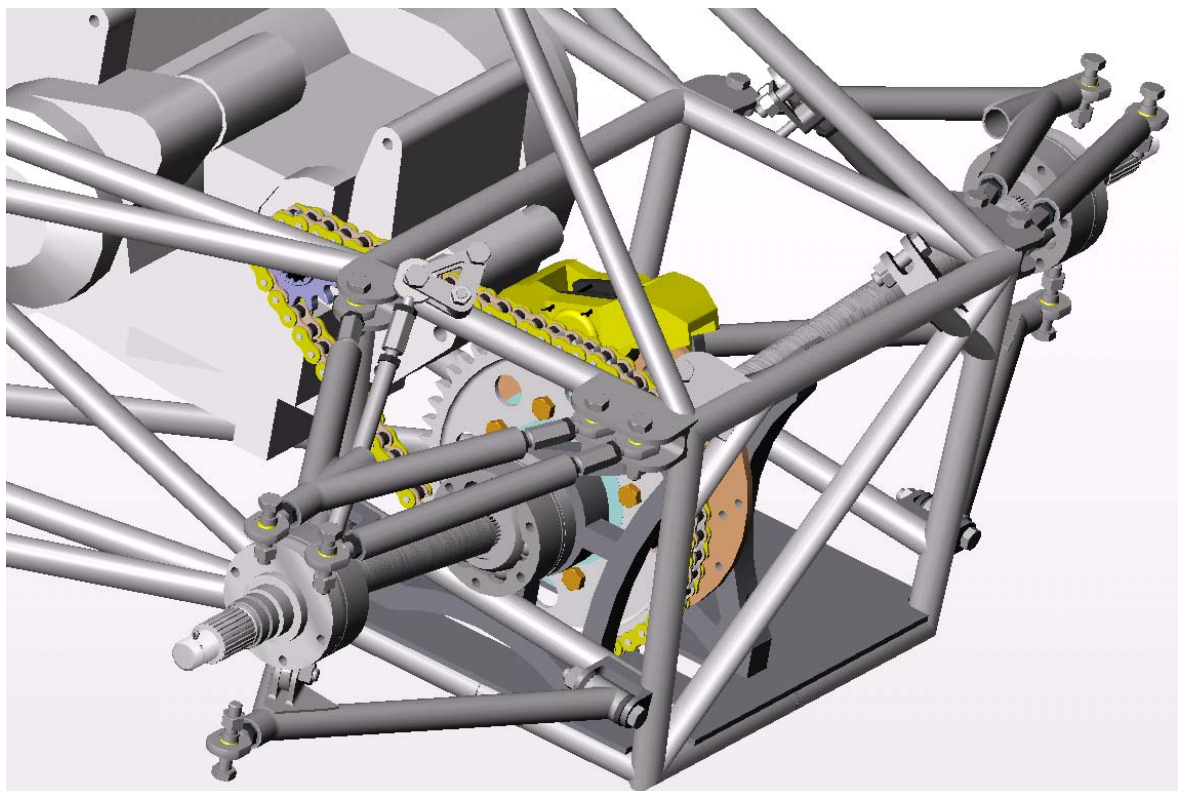


Figura 9.2 – Sistema de transmissão montado no veículo vista de topo





**Figura 9.3 – Sistema de transmissão montado no veículo vista de trás.**



**Figura 9.4 – Sistema de transmissão montado no veículo**

## 9.2 Lista de componentes e Preços

Tabela 9.1 – Lista de componentes e preços

Componente	Quantidade	Preço
Polia motora 13 dentes France Equipment	1	€50 (Importador <i>Quaife</i> de Portugal)
Corrente France Equipment #530	1	€90 (Importador <i>Quaife</i> de Portugal)
Polia dentada 48 dentes	1	€60 (Importador <i>Quaife</i> de Portugal)
Diferencial <i>Quaife</i>	1	(£499) €630,05 ( <i>Quaife</i> )
Rolamentos RLS 12 (SKF)	2	-
Flanges ( <i>Quaife</i> )	2	(£131) €165,40 cada uma ( <i>Quaife</i> )
Juntas do tipo <i>Lobro</i>	4	(£38) €47,98 cada uma
Semi-eixos	2	(£187) €236,11 cada um
Mangas de eixo	2	(£210) €265,15 cada uma
Motor CBR 600 RR 2005-2006	1	Falta orçamento
Bancadas do diferencial	2	Falta orçamento
Suporte da bancada do diferencial	3	Falta orçamento
Parafusos M8x1,25x48	24	-
Parafusos M8x1,25x27	6	-
Anilha M8	30	-
Parafusos M10x1,25x37	2	-
Porcas freio nylon M10x1,25	2	-
Parafuso M10x1,5x45	6	-
Anilhas M10	8	-
Parafusos M14x1,5x31	2	-
<b>Total</b>	<b>102</b>	<b>€ 2355,29</b>

Nota: Não está incluído o valor do motor, das bancadas do diferencial e os suportes e os parafusos, porcas, anilhas e rolamentos. Taxa de câmbio à data de 01 e Setembro de 2008, Taxas de Câmbio de Referência Bancária - Banco de Portugal.





## 10 Discussão e conclusões

Este trabalho veio continuar um desenvolvimento de pelo menos dois anos de projecto *Formula Student* FCT, em que no primeiro ano, apenas o chassis do veículo foi projectado, e no ano passado foram desenvolvidos os sistemas de suspensão, o sistema de travagem e o de transmissão. Este ano os projectos de transmissão, suspensão/direcção e o chassis do veículo foram aperfeiçoados, estando o veículo num estado bastante avançado. Este projecto requer um bom relacionamento entre os alunos envolvidos neste projecto e muito tempo de empenho para o desenvolvimento, divulgação e projecção do projecto.

Existiram algumas limitações na escolha do projecto, nomeadamente a posição dos semi-eixos meio inclinado, pois a subida do diferencial iria fazer com que a corrente passasse por uma das barras do chassis, podendo danificar tanto a corrente como o chassis. Essa inclinação deve-se ao facto de os pneus e jantes no total terem um diâmetro de 20,5", ou seja, 520,7mm, aumentando assim a posição do centro da roda e condicionando a escolha das juntas que ligam ao semi-eixo. A escolha dos materiais também foi um pouco complicada, porque inicialmente não se conseguia dimensionar os semi-eixos e a manga de eixos traseira com um aço qualquer, dadas as exageradas dimensões com que era necessário fazer os componentes para ficar dentro do especificado. Foi necessário procurar mais informação até que se encontrou um aço com muito boas características, o Aço AISI 4140 com tratamento térmico e normalizado a 870°C reaquecido a 845°C e temperado em óleo e revenido a 205°C com um diâmetro de 25mm.

A primeira relação de transmissão foi baseada em literatura, em que não aconselha a utilização de polias motoras com um número de dentes inferior a 15 dentes sendo necessário reajustar a relação de transmissão (diminuindo o número de dentes da polia motora e aumentando o da polia movida) e refazer o cálculo da corrente dada esta alteração. Esta alteração teve como objectivo diminuir a velocidade de ponta que era bastante elevada, melhorando o arranque do veículo uma vez que apenas existe uma prova de aceleração, não existindo uma prova de velocidade. Se se cumprisse o requisito teórico de não diminuir o número de dentes da polia motora, não iríamos obter uma melhoria significativa na aceleração do veículo. Foi feita uma investigação e é recorrente a utilização de polias motoras quer na *Formula Student* quer no Kart Cross polias motoras com 13 dentes.

Quanto à escolha do diferencial, a escolha recaiu sobre o *Quaife*, uma vez que este apresentava melhores condições que o *Torsen*, nomeadamente o desempenho, a qualidade, a durabilidade e a garantia. Para se escolher o diferencial foi necessário recorrer a uma ferramenta de suporte a projectos, a Matriz de Decisão. Nos rolamentos a escolha estava limitada já pelo diferencial, pois apenas dois dos rolamentos fabricados pelo fabricante *SKF*, apresentavam o requisito do projecto, que era um dos diâmetros externos do diferencial onde o rolamento vai encaixar. Foi feito um estudo da vida nominal ajustada para os rolamentos e segundo o fabricante e o software disponível na página deste o nosso rolamento tem uma vida nominal ajustada de 240 milhões de revoluções para uma fiabilidade de 90%. A manga de eixos foi dimensionada, utilizando um carregamento estático exagerado, pois foram considerados esforços possíveis de ocorrer em prova, mas muito improvável de ocorrer todos em simultâneo. O factor de segurança utilizado, de 1,5, penso que também foi um pouco exagerado, uma vez que este factor fez redimensionar muitas vezes as peças até obter uma solução válida. No entanto é um factor utilizado em normas de segurança de projecto.

O sigilo de alguns fabricantes impossibilitou o conhecimento mais aprofundado sobre as estrias utilizadas nos veios, Juntas do tipo *Lobro* e flanges, mas garantiram que estes componentes suportavam as condições do projecto definidas por mim, binários, dimensões e tensões.

Apliquei todo o conhecimento adquirido durante a minha formação, recorrendo também a alguma imaginação na busca de soluções válidas para a resolução dos problemas encontrados ao longo deste trabalho.

## 11 Bibliografia

- [1] Branco, C.Moura, *Projecto de Órgãos de Máquinas*, Fundação Calouste Gulbenkian, 2005
- [2] Niemann, G., *Elementos de Máquinas*, Editora Efgard Blucher Lda., São Paulo, 1986
- [3] Shigley, J.R., *Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill, Seventh Edition
- [4] Catálogo de correias dentadas *PowerGrip GT2*; nº 17195, Gates, July 2005 Supersedes 17195 February 2001.
- [5] Juvinall, Robert C. and Marshek, Kurt M., *Fundamentals of Mechine Component Design*, 3<sup>rd</sup> edition
- [6] Catálogo de correntes; Ref<sup>a</sup> REN8/ENG/17/98/5k/2, 1998, Renold Power Transmission Limited, 1998
- [7] Melconian, Sarkis, *Elementos de Máquinas*, Editora Érica Ltda, 2004
- [8] <http://www.torsen.com>  
On-line em 15/03/2008
- [9] [http://www.rcdengineering.com/belt\\_pricelist.html](http://www.rcdengineering.com/belt_pricelist.html)  
On-line em 03/11/2007
- [10] [http://synchronousbelts.goodyear.com/pdf/falcon\\_user\\_specs.pdf](http://synchronousbelts.goodyear.com/pdf/falcon_user_specs.pdf)  
On-line em 04/11/2007
- [11] <http://www.howstuffworks.com/>  
On-line em 12/05/2008

- [12] [http://en.wikipedia.org/wiki/Differential\\_%28mechanics%29](http://en.wikipedia.org/wiki/Differential_%28mechanics%29)  
On-line em 12/05/2008
  
- [13] <http://suzuki88.webcindario.com/varios-diferencial.htm>  
On-line em 16/07/2008
  
- [14] [www.auto-technik.at/Allgemeine%20Kfz%20Technik/Differential/ Differential.htm](http://www.auto-technik.at/Allgemeine%20Kfz%20Technik/Differential/Differential.htm)  
On-line em 16/04/2008
  
- [15] [www.cardan-braz.com.br/cardan02.htm](http://www.cardan-braz.com.br/cardan02.htm)  
On-line em 03/03/2008
  
- [16] [http://ltodi.est.ips.pt/rmendes/Elementos\\_de\\_Maquinas\\_II/Cap\\_6\\_Engrenagens.  
PDF #search=%22engrenagens%22](http://ltodi.est.ips.pt/rmendes/Elementos_de_Maquinas_II/Cap_6_Engrenagens.PDF#search=%22engrenagens%22)  
On-line em 05/06/2008
  
- [17] <http://motor.terra.es/motor/servicio/definicion.cfm?id=349>  
On-line em 07/06/2008
  
- [18] [www.fabricadeconteudos.com/?lop=comentadores&id=5&n=9bf31c7ff062  
936a96d3c8bd1f8f2ff3](http://www.fabricadeconteudos.com/?lop=comentadores&id=5&n=9bf31c7ff062936a96d3c8bd1f8f2ff3)  
On-line em 04/05/2008
  
- [19] [http://www.renold.com/Renold/web/site/Products/TransmissionChainSprockets/  
TransmissionChainIndexPage.asp?gclid=CITChc-D94cCF SR0EQodmiCtuA](http://www.renold.com/Renold/web/site/Products/TransmissionChainSprockets/TransmissionChainIndexPage.asp?gclid=CITChc-D94cCF SR0EQodmiCtuA)  
On-line em 05/05/2008
  
- [20] [http://www.renold.com/Renold/web/site/Support/Chain\\_Troubleshooter.asp](http://www.renold.com/Renold/web/site/Support/Chain_Troubleshooter.asp)  
On-line em 05/05/2008
  
- [21] <http://www.sdp-si.com/D265/D265Cat.htm>  
On-line em 06/05/2008

- [22] <http://www.chjc-chain.com/Product.asp?BigClassName=TRANSMISSION%20CHAIN>  
On-line em 06/05/2008
  
- [23] [http://www.gates.com/part\\_interchange/htdCrossover.cfm?location\\_id=3316](http://www.gates.com/part_interchange/htdCrossover.cfm?location_id=3316)  
On-line em 06/05/2008
  
- [24] [http://www.skf.com/portal/skf/home/products?paf\\_dm=shared&maincatalogue=1&lang=pt&newlink=6\\_3\\_13](http://www.skf.com/portal/skf/home/products?paf_dm=shared&maincatalogue=1&lang=pt&newlink=6_3_13)  
On-line em 07/05/2008
  
- [25] <http://www.sonic.net/garyg/zonc/TechnicalInformation/TorsenDifferential.html>  
On-line em 07/05/2008
  
- [26] [http://www.who-sells-it.com/images/catalogs/720/pdf\\_454.pdf](http://www.who-sells-it.com/images/catalogs/720/pdf_454.pdf)  
On-line em 03/12/2007
  
- [27] [http://www.daido.com.br/emp\\_tec.htm](http://www.daido.com.br/emp_tec.htm)  
On-line em 15/11/2007
  
- [28] <http://www.imeche.org.uk/formulastudent/>  
On-line em 15/10/2007
  
- [29] <http://www.who-sells-it.com/cy/ek-chain-720/ek-motorcycle-chain-catalog-454.html>  
On-line em 15/05/2008
  
- [30] [www.hoymotor.com/tecnica-documentos/Diferencial-Torsen-2407-02-2006.htm](http://www.hoymotor.com/tecnica-documentos/Diferencial-Torsen-2407-02-2006.htm)  
On-line em 15/04/2008
  
- [31] <http://www.mawonline.com/jt.htm>  
On-line em 09/04/2008
  
- [32] [http://www.bportugal.pt/rates/cambtx/txrefer/TCReur\\_p.htm](http://www.bportugal.pt/rates/cambtx/txrefer/TCReur_p.htm)  
On-line em 24/09/2008

- [33] <http://www.matweb.com/>  
On-line a 19/09/2008
  
- [34] <http://www.ansoft.com/news/articles/RegenBrakingAsABS.pdf>  
On-line a 09/09/2008
  
- [35] <http://www.norm-fasteners.com.tr/n-din985.html>  
On-line a 26/06/2008
  
- [36] [http://www.geocities.com/fopama\\_metal/din125.htm](http://www.geocities.com/fopama_metal/din125.htm)  
On-line a 26/06/2008
  
- [37] [http://www.norm-fasteners.com.tr/civataGosterEng.php?u\\_id=27](http://www.norm-fasteners.com.tr/civataGosterEng.php?u_id=27)  
On-line a 24/09/2008
  
- [38] [http://en.wikipedia.org/wiki/Differential\\_%28mechanics%29](http://en.wikipedia.org/wiki/Differential_%28mechanics%29)  
On-line a 25/08/2008
  
- [39] <http://www.quaife.co.uk/>  
On-line em 15/03/2008
  
- [40] <http://www.metalravne.com/selector/steels/ck45.html>  
On-line em 30/09/2008

## **12 Anexos**